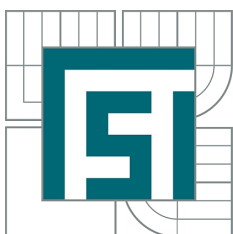


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV MATEMATIKY
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF MATHEMATICS

MODELOVÁNÍ VODNÍHO ZÁSTŘIKOVÉHO SYSTÉMU PARNÍHO VENTILU

MODELLING OF WATER DISTRIBUTOR IN A STEAM CONDITIONING VALVE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. RADEK POLÁŠEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. JIŘÍ HÁJEK, Ph.D.

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav matematiky
Student: **Bc. Radek Polášek**
Studijní program: Aplikované vědy v inženýrství
Studijní obor: Matematické inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jiří Hájek, Ph.D.**
Akademický rok: 2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Modelování vodního zástřikového systému parního ventilu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Regulační parní ventil, sloužící jako obtok turbíny, redukuje teplotu páry na výstupní části ventilu pomocí zástřikového vodního systému. V rámci práce budou s využitím výpočtového modelování proudění a dalších jevů porovnána dvě konstrukční řešení rozvodu zástřikové vody.

Cíle diplomové práce:

1. Vyhodnocení proudění vody ve dvou konstrukčních variantách trubkového rozvodu zástřikové vody.
2. Porovnání konstrukčních variant z pevnostního hlediska při provozním zatížení způsobeném teplotní roztažností materiálu.

Seznam doporučené literatury:

VERSTEEG, H.K. a W. MALALASEKERA. An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method. 2. vyd. Harlow: Pearson Education, 2007. ISBN 978-0-13-127498-3.

ANSYS® Academic Research, Release 17.2, Help System, ANSYS, Inc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 25. 10. 2017



prof. RNDr. Josef Šlapal, CSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Obsahem práce je vytvoření modelu pro analýzu parního ventilu, jehož funkcí je ochlazení proudící páry pomocí zástřikového systému. Nejprve je s využitím CFD analýzy provedena simulace proudění s přenosem tepla. Výstupy z této analýzy jsou poté použity pro výpočet napětí způsobeného teplotní roztažností materiálu.

Summary

The purpose of the thesis is to create a model for an analysis of a steam conditioning valve whose function is to reduce the temperature of the steam using a spray water system. First of all, simulation of the fluid flow and heat transfer is done using CFD analysis. Then the results are used for thermal stress calculation.

Klíčová slova

Parní ventil, CFD, teplotní roztažnost

Keywords

Steam conditioning valve, CFD, thermal expansion

POLÁŠEK, R. *Modelování vodního zástřikového systému parního ventilu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 52 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Hájek, Ph.D.

Prohlašuji, že tuto diplomovou práci jsem vytvořil samostatně pod vedením svého vedoucího. Veškeré použité zdroje informací jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Bc. Radek Polášek

Děkuji svému vedoucímu doc. Ing. Jiřímu Hájkovi, Ph.D. za jeho pomoc a velkou profesionalitu při psaní diplomové práce. Poděkování si zaslouží i má rodina, za pochopení, ohleduplnost a neutuchající podporu.

Bc. Radek Polášek

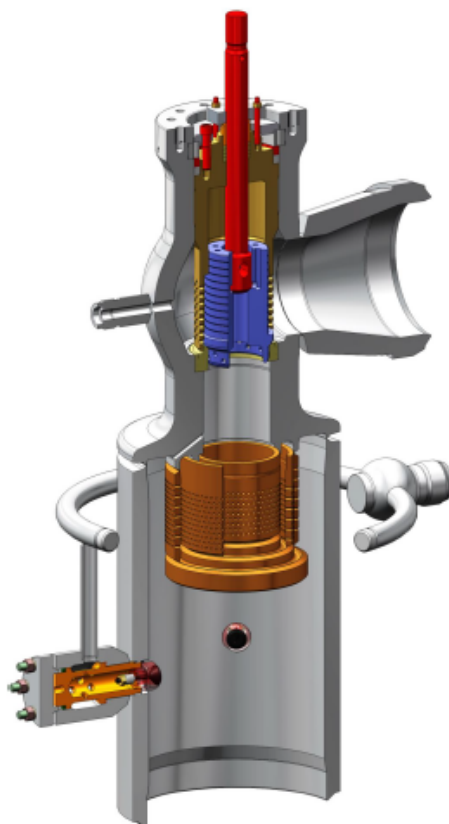
Obsah

1	Úvod	3
2	Popis problému	5
2.1	Charakteristika úlohy	5
2.2	Cíle práce	6
3	Základní fyzikální popis úlohy	7
3.1	Rovnice kontinuity	7
3.2	Kalorimetrická rovnice	8
3.3	Teplotní roztažnost	8
3.4	Deformace a napětí	9
4	Použité metody	11
4.1	Matematicko-fyzikální modely	11
4.1.1	Rovnice zachování	11
4.1.2	Turbulentní proudění	11
4.1.3	Přenos tepla	13
4.1.4	Směšování	13
4.1.5	Napjatost v pevných látkách	13
4.2	Numerické metody	14
4.2.1	Metoda konečných objemů	14
4.2.2	Metoda konečných prvků	15
5	Modelování geometrie	16
5.1	Modelovaná část	16
5.1.1	Pevnostní výpočet	16
5.1.2	Výpočet proudění	17
5.1.3	Změna geometrie vlivem teplotní roztažnosti	17
5.2	Výstupní trubka	17
5.3	Síta pro redukci tlaku	18
5.4	Trysky	19
5.5	Spojovací trubky	20
5.6	Trubkový prstenec	21
5.6.1	Varianta A	21
5.6.2	Varianta B	23
5.7	Rozdělovač	23
5.8	Přívod chladicí kapaliny	24
6	Tvorba výpočtové sítě	26
6.1	Sít pro výpočet proudění	26
6.1.1	Trysky	27
6.1.2	Výstupní trubka	28
6.1.3	Zástríkový systém	29
6.1.4	Rozdělovač	29
6.1.5	Přívod chladicí kapaliny	29

6.1.6	Kvalita sítě	29
6.2	Síť pro pevnostní výpočet	30
7	Parametry výpočtu	32
7.1	Modelování proudění	32
7.1.1	Materiály a provozní tekutiny	32
7.1.2	Okrajové podmínky	35
7.1.3	Limity fyzikálních veličin	35
7.1.4	Prostorová diskretizace veličin	36
7.1.5	Relaxační faktory	36
7.1.6	Nastavení reziduí	37
7.2	Statický pevnostní výpočet	37
7.2.1	Materiály	37
7.2.2	Zatížení a vazby	38
8	Výsledky	39
8.1	Simulace proudění	39
8.1.1	Nestacionarita proudění	39
8.1.2	Ochlazování	42
8.2	Pevnostní výpočet	44
9	Závěr	48
10	Seznam použitých zkratk a symbolů	50
11	Seznam příloh	52

1. Úvod

Parní ventil VLB se používá jako přechodový prvek v potrubí, který spojuje dva systémy, které pracují s párou o rozdílných vlastnostech. Jeho funkcí je snižovat tlak a teplotu proudící páry přicházející z jednoho systému tak, aby vystupující pára splňovala požadavky druhého systému. Ventil obsahuje několik prvků sloužících ke snížení tlaku. Jedná se o sady perforovaných sít, která jsou umístěna za vstupem do ventilu. Ke snížení teploty páry slouží vodní zástřikový systém umístěný před výstupem z ventilu. Přiváděná voda je do proudící páry vstřikována třemi atomizačními tryskami. Ty jsou po obvodu okolo těla ventilu rozmístěny rovnoměrně s roztečí 120°. Do jednotlivých trysek je voda distribuována z trubkového segmentu, který má tvar neuzavřeného prstence. Voda nejprve vtéká z rozdělovače do obou větví prstence. Z nich je voda do jednotlivých trysek přiváděna spojovacími trubkami. Větvě prstence jsou pak uzavřeny pevně přivařenými zátkami.



Obrázek 1.1: Parní ventil VLB

Pára, která vtéká do ventilu, vstupuje nejprve do prodloužené horní komory. Ta funguje jako filtr, který chrání další součásti ventilu před poškozením. Poté pára prochází skrze první sadu perforovaných sít. Jedná se o první stupeň redukce tlaku proudící páry. Skrze tato síta je vedena pohyblivá zátka, která umožňuje regulovat tlakovou ztrátu. Poté pára vtéká do druhé sady sít. Ty mají tvar válcových ploch a pára z nich vytéká kolmo ke stěně ventilu. Tím je omezen kontakt neochlazené páry s trubkami za ventilem, což snižuje teplotní šok. Ve druhé sadě sít už je redukce tlaku neregulovatelná. Z otvorů v sítech pára vytéká malinkými proudy, čímž jednak dochází k redukci hluku, ale především je tak umožněno efektivnější chlazení páry.

Chladicí kapalina přitékající do trysek nejprve vtéká do tryskové komory skrze několik

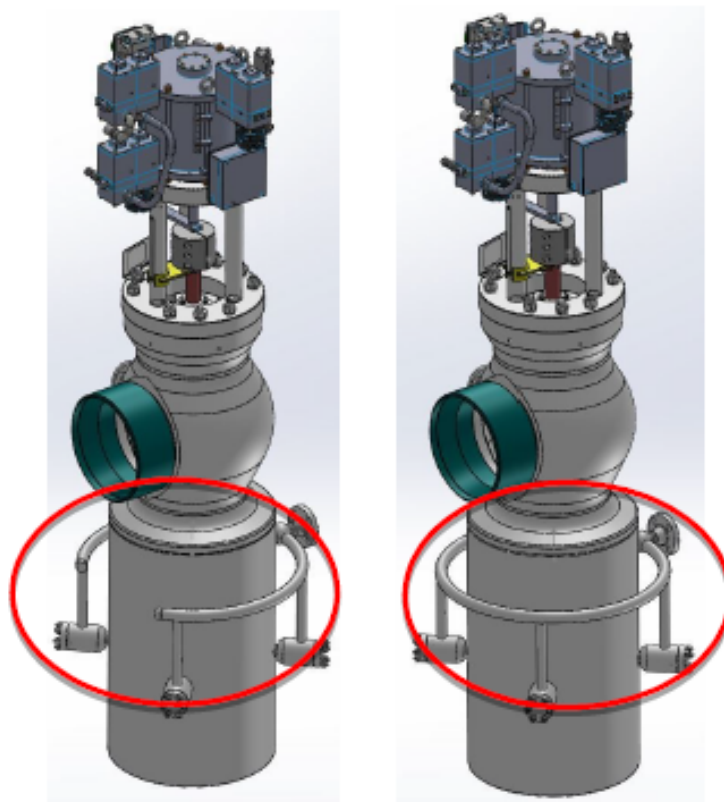
otvorů. Ty jsou umístěny tak, aby kapalina v komoře rotovala okolo středového šroubu. Samotný šroub slouží jako ucpávka. K tryskové hlavě je připevněn přes pružinu, takže uvolňuje otvory na výstupu z trysky podle tlaku v tryskové komoře. Okolo šroubu je pak voda vstřikována do proudící kapaliny malými otvory, čímž je dosaženo rychlého vypaření vody a ochlazení páry.

Nejčastěji bývá ventil VLB použit v elektrárnách, kde slouží jako obtok parní turbíny.

2. Popis problému

2.1. Charakteristika úlohy

Úloha, již se tato diplomová práce zabývá, je inspirována společností IMI CCI, která parní ventil VLB vyrábí. V rámci optimalizace výrobních nákladů byla identifikována potenciální úspora na vodním zástřikovém systému. Ten je vyráběn z ohnutých trubkových segmentů. Dále je vždy potřeba vyrobít zátky, kterými jsou trubky v místě, kde je prstenec ukončen, utěsněny. Následně je nutné nedestruktivní metodou ověřit, že zátky jsou k trubce přidělány dostatečně pevně. Proto bylo navrženo nové konstrukční řešení, které počítá s vodním zástřikovým systémem tvořeným uzavřeným trubkovým prstencem. Obě geometrické varianty jsou znázorněny na obrázku 2.1, ze kterého je patrné, v čem se liší. Přechod z konstrukční varianty využívající ohnuté trubkové segmenty ve tvaru neuzavřeného prstence (dále bude toto konstrukční řešení nazýváno jako Varianta A) na uzavřený trubkový prstenec (dále označováno jako Varianta B) by mělo být úsporou jak časovou, tak ekonomickou. Je však třeba zodpovědět otázku, jak se tato změna geometrie projeví na funkčnosti zařízení. Není totiž dopředu zřejmé, jaký vliv bude úprava konstrukce mít na proudění chladicí kapaliny v zástřikovém systému. Stejně tak je třeba vyhodnotit, jak se změna geometrie projeví na pevnosti. Vlivem proudící horké páry dochází k tomu, že díky teplotní roztažnosti vzniká v tělese napjatost. A je otázkou, jaký vliv na tuto napjatost bude mít navrhovaná úprava geometrie.



Obrázek 2.1: Porovnání dvou geometrických variant

2.2. Cíle práce

1. Vyhodnocení proudění vody ve dvou konstrukčních variantách trubkového rozvodu zástríkové vody.
2. Porovnání konstrukčních variant z pevnostního hlediska při provozním zatížení způsobeném teplotní roztažností materiálu.

3. Základní fyzikální popis úlohy

V této kapitole budou popsány některé důležité fyzikální zákony, které popisují procesy, jež v parním ventilu probíhají. Kapitola slouží k bližšímu pochopení funkce parního ventilu, jakožto i k porozumění problematice úlohy této práce. Jako vhodný zdroj informací lze čtenáři doporučit [4]. Z tohoto zdroje bylo čerpáno i pro potřeby této kapitoly.

3.1. Rovnice kontinuity

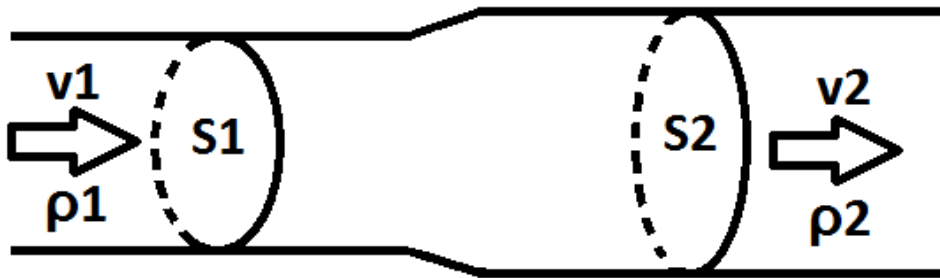
Při popisu ustáleného proudění v tuhém potrubí je základním vztahem **rovnice kontinuity**. Tento matematický vztah vychází z aplikace **zákona zachování hmotnosti**, podle kterého hmotnost kapaliny, která vteče do kontrolního objemu, musí být stejná jako hmotnost kapaliny, která z něj vyteče. Důsledné odvození rovnice kontinuity je podstatně složitější, než jak bude prezentováno v této zjednodušené podobě. Při odvození budeme písmenem v označovat integrální průměr rychlosti ve směru normály k příčnému průřezu potrubí.

Uvažujme, že kontrolní objem v potrubí je ohraničen průřezy S_1 a S_2 . Do kontrolního objemu vtéká rychlostí v_1 kapalina o hustotě ρ_1 . Hmotnost kapaliny, která do kontrolního objemu přiteče za jednotku času, označíme Q_{m1} . Takto zavedená veličina se nazývá **hmotnostní tok** a lze ji vypočítat vztahem

$$Q_{m1} = \rho_1 \cdot v_1 \cdot S_1. \quad (3.1)$$

Analogicky můžeme vypočítat i hmotnost kapaliny, která za jednotku času vyteče z kontrolního objemu průřezem S_2 jako

$$Q_{m2} = \rho_2 \cdot v_2 \cdot S_2.$$



Obrázek 3.1: Kontrolní objem

Podle zákona zachování hmotnosti musí hmotnost kapaliny v kontrolním objemu zůstat nezměněná. To znamená, že hmotnostní tok skrz průřez S_1 musí být stejný, jako hmotnostní tok průřezem S_2 . Matematicky lze toto pravidlo vyjádřit vztahem

$$\rho \cdot v \cdot S = konst.,$$

což je rovnice kontinuity pro ustálené proudění v tuhém potrubí.

3.2. Kalorimetrická rovnice

Při ochlazování proudící páry ve ventilu se horká pára mísí s chladnější vodou a část tepla jí předá. Následně ve ventilu i v trubce napojené k výstupu z ventilu dochází k vypařování kapiček vody. Teplo, které pára odevzdá vodě, je

$$Q_1 = m_1 \cdot c_1 \cdot \Delta T,$$

m_1 je hmotnost páry, c_1 je měrná tepelná kapacita páry. Tato veličina udává, kolik energie je potřeba na ohřátí 1 kilogramu páry o 1 °C. Měrná tepelná kapacita je mírně závislá na teplotě. ΔT je změna teploty páry. Protože páru ochlazujeme, bude tato veličina mít záporné znaménko. Proto i Q_1 bude mít záporné znaménko, což koresponduje s tím, že pára teplo odevzdává.

Veškeré teplo, které pára odevzdá, je následně využito. Část přijme stěna ventilu, která se ohřeje, a část přijme vstříkovaná voda. Jak velké množství tepla odevzdá pára kapalině, závisí na rozdílu jejich teplot. V ustáleném stavu se totiž mají teploty vody i páry vyrovnat. Je však potřeba pamatovat na to, že vstříkovaná voda se bude v proudící páře vypařovat, tedy bude měnit skupenství. Část tepla, které voda přijme, se tedy využije na skupenskou přeměnu. Tomuto teplu se říká **skupenské teplo varu** a lze ho vypočítat jako

$$Q_L = m_2 \cdot L_v,$$

kde m_2 je hmotnost vody a L_v je **měrné skupenské teplo varu**, což je veličina, která vyjadřuje, kolik energie musí kapalina přijmout, aby došlo k odpaření 1 kilogramu látky o teplotě varu.

Celková teplotní bilance procesu v parním ventilu pak má tvar

$$Q_P = Q_{V,l} + Q_L + Q_{V,g} + Q_S, \quad (3.2)$$

kde Q_P je teplo, která odevzdá pára,

$Q_{V,l}$ teplo, které přijme chladící kapalina v kapalném skupenství,

Q_L teplo, které spotřebuje chladící kapalina pro vypaření,

$Q_{V,g}$ teplo, které přijme chladící kapalina již v plynném skupenství a

Q_S teplo, které přijme stěna ventilu.

3.3. Teplotní roztažnost

Při změně teploty pevného tělesa dochází i ke změně jeho rozměrů. Se zahřátím se těleso rozpíná. Je to způsobeno tím, že při zahřátí látky dochází k většímu neuspořádanému pohybu částic a tím se zvětšují střední vzdálenosti mezi částicemi.

Změna délkových rozměrů tělesa při změně teploty je popsána vztahem **lineární délkové roztažnosti**

$$\Delta l = l_0 \cdot \alpha \cdot \Delta T, \quad (3.3)$$

kde Δl je absolutní změna délky tělesa,

l_0 původní délka tělesa,

α součinitel teplotní délkové roztažnosti a

ΔT změna teploty.

Délkový přírůstek je tedy přímo úměrný rostoucí teplotě.

Analogický lze odvodit i vztah pro popis změny objemu tělesa při jeho ohřátí. Uvažujme izotropní těleso ve tvaru kvádra o rozměrech a_0 , b_0 , c_0 , které ohřejeme o teplotu ΔT . Původní objem kvádra je

$$V_0 = a_0 \cdot b_0 \cdot c_0.$$

Po ohřátí o teplotu ΔT budou jednotlivé délkové rozměry mít hodnoty

$$a = a_0 (1 + \alpha \Delta T),$$

$$b = b_0 (1 + \alpha \Delta T),$$

$$c = c_0 (1 + \alpha \Delta T).$$

Objem tělesa po ohřátí pak bude

$$V = a \cdot b \cdot c = a_0 \cdot b_0 \cdot c_0 \cdot (1 + \alpha \Delta T)^3 = V_0 (1 + 3\alpha \Delta T + 3\alpha^2 (\Delta T)^2 + \alpha^3 (\Delta T)^3).$$

Teplotní součinitel délkové roztažnosti α má pro většinu materiálů hodnoty řádově v rozmezí 10^{-4} až $10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$. Členy obsahující α^2 a α^3 proto zanedbáme. Objem tělesa po ohřátí pak přibližně spočítáme jako

$$V = V_0 (1 + 3\alpha \Delta T).$$

Změnu objemu tělesa při ohřátí o teplotu ΔT vyjádříme jako

$$\Delta V = V_0 \cdot \beta \cdot \Delta T, \quad (3.4)$$

kde $\beta = 3\alpha$. Tento vztah popisuje **teplotní objemovou roztažnost**.

3.4. Deformace a napětí

Deformaci v nauce o pružnosti chápeme jako relativní změnu tvaru. Deformaci délky můžeme matematicky zapsat jako

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}, \quad (3.5)$$

kde l je původní délkový rozměr a Δl změna délky.

Veličinou napětí rozumíme sílu přepočtenou na jednotkovou plochu. Různými způsoby namáhání mohou vznikat rozdílné typy deformace. Pro všechny typy deformací je však společné, že závislost napětí na deformaci je přibližně lineární. Záměrně říkáme, že závislost je jen přibližná. Celá problematika je poněkud komplikovanější, ale při řešení běžných úloh obvykle postačí tato přibližná závislost. Koeficient úměrnosti mezi napětím a deformací se nazývá modul pružnosti. Matematicky je tedy možné vztah mezi napětím a deformací zapsat jako

$$\text{napětí} = \text{modul pružnosti} \cdot \text{deformace}.$$

Speciálně v případě namáhání prutového tělesa tahem, resp. prostým tlakem, je koeficientem úměrnosti Youngův modul pružnosti označovaný E . Jeho hodnota pro ocel při

3.4. DEFORMACE A NAPĚTÍ

pokojové teplotě je přibližně $2,03 \cdot 10^{11}$ Pa. Napětí σ zde můžeme vyjádřit jako podíl tahové síly a plochy průřezu

$$\sigma = \frac{F}{S}.$$

Deformace při namáhání tahem má přesně tvar definovaný vztahem 3.5. Vzájemnou závislost napětí a deformace pak můžeme vyjádřit jako

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \tag{3.6}$$

Rovnice 3.6 se nazývá Hookův zákon.

4. Použité metody

4.1. Matematicko-fyzikální modely

Fyzikální zákony a vztahy uvedené v kapitole 3 jsou naprostým základem popisu procesů probíhajících v parním ventilu. Pro inženýrskou analýzu procesu jsou však tyto rovnice nedostačující. V rámci procesů probíhajících v parním ventilu dochází k vnitřní nestabilitě proudění, k přenosu energie a dalším jevům, které tyto rovnice nepostihují. V této kapitole proto budou popsány fyzikální modely, se kterými pracuje při výpočtech systém ANSYS.

4.1.1. Rovnice zachování

Dvě následující rovnice, se kterými pracuje software ANSYS FLUENT, popisují laminární proudění v inerciální vztažné soustavě.

Rovnice kontinuity

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m \quad (4.1)$$

Rovnice 4.1 je obecnou formulací zákona zachování hmoty a je platná jak pro stlačitelné, tak pro nestlačitelné proudění. V souladu s předchozím značením, ρ představuje hustotu, \vec{v} vektor rychlosti. S_m představuje zdrojový člen a zahrnuje veškerý přírůstek látky.

Zákon zachování hybnosti

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (4.2)$$

V rovnici 4.2 p představuje tlak, $\bar{\tau}$ tenzor napětí a $\rho \vec{g}$ tíhovou sílu. Pod označením \vec{F} jsou zahrnuty veškeré vnější síly.

4.1.2. Turbulentní proudění

Turbulencí rozumíme stav proudící tekutiny, kdy se bodové hodnoty veličin jako rychlost, tlak a další neustalují, ale kolísají kolem svých středních hodnot. Proudění se navzájem promíchávají, dochází ke vzniku vírů. Parametrem, kterým je možné popsat, zda je proudění turbulentní, je **Reynoldsovo číslo** definované jako

$$Re = \frac{vD}{\nu},$$

kde v je velikost rychlosti proudící tekutiny,

D je hydraulický průměr trubice a

ν je kinematická viskozita tekutiny.

Reynoldsovo číslo je bezrozměrná veličina. Pro nízké hodnoty Re je proudění laminární, pro vysoké hodnoty turbulentní. Hodnotu Re , při jejímž překročení přechází laminární proudění v turbulentní, nazýváme **kritickou hodnotou Reynoldsova čísla** a označujeme ji Re_k . Pro vodu proudící v uzavřeném potrubí je hodnota $Re_k = 2300$. Je však třeba zmínit ještě dvě důležité poznámky. Zaprvé, pro hodnoty Reynoldsova čísla blízké kritické hodnotě se proudění pohybuje v přechodné oblasti mezi laminárním a turbulentním. Modely popisující turbulentní proudění počítají s prouděním plně turbulentním, tedy mimo

4.1. MATEMATICKO-FYZIKÁLNÍ MODEL

tuto přechodovou oblast. A dále se sluší poznamenat, že pro extrémně vysoké hodnoty Reynoldsova čísla $Re \rightarrow \infty$ již nemluvíme o proudění turbulentním, ale o proudění potenciálovém.

Při pokusech popsat turbulentní proudění již bylo použito mnoho různých přístupů. V této práci bude popsán právě ten model, který byl použit při řešení úlohy. O dalších používaných modelech se čtenář může dočíst v učebním textu [3], kde je zároveň důkladněji popsán princip turbulentního proudění. O jednotlivých modelech používaných v softwaru ANSYS je možné se dočíst i v [1].

Standardní $k - \epsilon$ je model, který k popisu turbulentního proudění používá dvě parciální diferenciální rovnice. Jedna je pro kinetickou energii turbulence k , druhá pro rychlost disipace kinetické energie turbulence ϵ . Autory modelu jsou Brian Edward Launder a Dudley Brian Spalding. Jedná se o vůbec první model turbulentního proudění, který je opravdu použitelný pro širokou škálu inženýrských úloh. Model je semi-empirický. Vychází z exaktního $k - \epsilon$ modelu, který však obsahuje neznámé a nezměřitelné výrazy. Ty jsou ve standardním $k - \epsilon$ modelu nahrazeny empiricky získanými konstantami.

Transportní rovnice pro kinetickou energii turbulence k a rychlost disipace kinetické energie turbulence ϵ mají tvar:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (4.3)$$

a

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (4.4)$$

Veličiny použité v modelu:

$\rho \dots$ hustota tekutiny,

$u_i \dots$ složka vektoru rychlosti ve směru i ,

$\mu_t \dots$ turbulentní viskozita definovaná jako

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$$

$Y_M \dots$ příspěvek dilatace disipace ve stlačitelném turbulentním proudění definovaný vztahem

$$Y_M = 2\rho \epsilon M_t^2, \quad M_t = \sqrt{\frac{k}{a^2}},$$

kde M_t je Machovo číslo a a rychlost šíření zvuku v prostředí,

$G_k \dots$ kinetická energie turbulence generovaná gradientem střední rychlosti,

$G_b \dots$ kinetická energie turbulence generovaná vztlakem.

S_k a S_ϵ jsou uživatelem zadané zdrojové členy.

Konstanty σ_k a σ_ϵ jsou Prandtlůva čísla pro k a ϵ .

$C_{1\epsilon}$, $C_{2\epsilon}$, $C_{3\epsilon}$ a C_μ jsou konstanty.

Hodnoty konstant použitých v modelu jsou:

$$C_{1\epsilon} = 1,44, \quad C_{2\epsilon} = 1,92, \quad C_\mu = 0,09, \quad \sigma_k = 1,0, \quad \sigma_\epsilon = 1,3$$

Je třeba připomenout, že standardní $k - \epsilon$ model předpokládá, že proudění je plně turbulentní a že molekulová viskozita je zanedbatelná.

4.1.3. Přenos tepla

Za účelem popisu přenosu tepla používá ANSYS FLUENT energetickou rovnici v následujícím tvaru:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla \cdot \left[k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j + (\bar{\tau}_{eff} \cdot \vec{v}) \right] + S_h \quad (4.5)$$

Měrná energie E v rovnici 4.5 je definována jako

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2},$$

kde h značí entalpii.

Členy na levé straně rovnice 4.5 představují časovou změnu celkové energie a její konvekční derivaci.

Členy v hranaté závorce na pravé straně postupně představují:

$$\nabla \cdot (k_{eff} \nabla T)$$

tepelnou kondukcí,

$$\nabla \cdot \left(\sum_j h_j \vec{J}_j \right)$$

energii pocházející z difuze různých látek a

$$\nabla \cdot (\bar{\tau}_{eff} \cdot \vec{v})$$

viskózní disipaci.

Výraz S_h představuje zdrojový člen.

4.1.4. Směšování

V parním ventilu dochází při ochlazování proudící páry ke směšování s vodou v kapalném stavu. Jelikož voda má v kapalném a plynném skupenství rozdílné některé fyzikální vlastnosti, bude k nim při výpočtové simulaci přistupováno jako ke dvěma různým tekutinám. Z tohoto důvodu musí být při výpočtu použity i rovnice pro směšování látek. Solver ANSYS FLUENT k tomuto účelu využívá zabudovaný **Mixture Model**, který řeší příslušnou sadu rovnic.

4.1.5. Napjatost v pevných látkách

Modely, které používá software ANSYS Mechanical pro výpočet napjatosti vycházejí ze vztahu

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{D} \boldsymbol{\epsilon}^{el}. \quad (4.6)$$

$\boldsymbol{\sigma} = (\sigma_x \sigma_y \sigma_z \sigma_{xy} \sigma_{yz} \sigma_{xz})^T$ značí vektor napětí,

\mathbf{D} matici elastické tuhosti a

$\boldsymbol{\epsilon}^{el} = \boldsymbol{\epsilon} - \boldsymbol{\epsilon}^{th}$ vektor elastické deformace, kde

4.2. NUMERICKÉ METODY

$\boldsymbol{\varepsilon} = (\varepsilon_x \varepsilon_y \varepsilon_z \varepsilon_{xy} \varepsilon_{yz} \varepsilon_{xz})^T$ je vektor totální deformace a $\boldsymbol{\varepsilon}^{th}$ vektor teplotní deformace. Rovnice 4.6 může být invertována na tvar

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \boldsymbol{\varepsilon}^{th} + \mathbf{D}^{-1} \boldsymbol{\sigma}. \quad (4.7)$$

Ve 3D případech má vektor teplotní deformace tvar

$$\boldsymbol{\varepsilon}^{th} = \Delta T (\alpha_x^{se} \alpha_y^{se} \alpha_z^{se} 0 0 0)^T, \quad (4.8)$$

kde α_x^{se} je průměrný koeficient teplotní roztažnosti ve směru x .

Matice \mathbf{D}^{-1} má následující tvar:

$$\mathbf{D}^{-1} = \begin{pmatrix} 1/E_x & -v_{xy}/E_x & -v_{xz}/E_x & 0 & 0 & 0 \\ -v_{yx}/E_y & 1/E_y & -v_{yz}/E_y & 0 & 0 & 0 \\ -v_{zx}/E_z & -v_{zy}/E_z & 1/E_z & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1/G_{xy} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1/G_{yz} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1/G_{xz} \end{pmatrix} \quad (4.9)$$

Význam členů v matici \mathbf{D}^{-1} :

$E_x \dots$ Youngův modul pružnosti ve směru x ,

$v_{xy} \dots$ hlavní Poissonův poměr,

$v_{yx} \dots$ vedlejší Poissonův poměr,

$G_{xy} \dots$ tažný modul v rovině xy .

U matice 4.9 předpokládáme, že je symetrická. Z toho důvodu platí

$$\frac{v_{xy}}{E_x} = \frac{v_{yx}}{E_y}, \quad \frac{v_{xz}}{E_x} = \frac{v_{zx}}{E_z}, \quad \frac{v_{yz}}{E_y} = \frac{v_{zy}}{E_z}. \quad (4.10)$$

Maticově zapsaná rovnice 4.7 s využitím 4.8, 4.9 a 4.10 nám tedy dává soustavu šesti rovnic, které popisují vztah mezi napětím a deformací. S těmito rovnicemi poté ANSYS Mechanical pracuje.

4.2. Numerické metody

V této kapitole bude velmi stručně popsáno, jaké numerické metody používá software ANSYS pro řešení rovnic použitých v modelech. Podrobnější pojednání o těchto numerických metodách může čtenář nalézt například v [2]. Poznamenejme, že se jedná o metody pro řešení parciálních diferenciálních rovnic.

4.2.1. Metoda konečných objemů

Pro řešení veškerých rovnic popisujících proudění používá ANSYS metodu konečných objemů. Uživatel má možnost zvolit si jeden z dvojice solverů: pressure-based a density-based. Byť oba dva přistupují k řešení rovnic rozdílně, základní princip práce s rovnicemi je stejný a skládá se z následujících kroků:

- Rozdělení výpočetní domény na jednotlivé kontrolní objemy, čímž dojde k vytvoření výpočtové sítě.

- Integrace řídicích rovnic přes jednotlivé kontrolní objemy, čímž vzniknou algebraické rovnice pro neznámé.
- Linearizace rovnic.
- Řešení linearizovaných rovnic.

Oba solvery využívají obdobný způsob diskretizace výpočetní domény, liší se však jejich postup při linearizaci rovnic a jejich následném řešení. Přístup obou solverů je podrobně popsán v [1].

4.2.2. Metoda konečných prvků

Pro pevnostní výpočty je v softwaru ANSYS používána metoda konečných prvků. Pro její účely je nutné řešenou rovnici nejdříve převést na tzv. **slabou formulaci**. Zavedeme proto jeden důležitý pojem. **Testovací funkcí** označíme libovolnou funkci $v \in C^1(\bar{\Omega})$ splňující $v = 0$ na hranici, kde je předepsána Dirichletova podmínka. Slabou formulaci úlohy poté získáme tak, že rovnici násobíme testovací funkcí v a integrujeme přes oblast řešení Ω . Dalším krokem je využití Gaussovy-Ostrogradského formule, čímž dojde ke snížení řádu derivace neznámé, derivace totiž "přejde" na testovací funkci v . Nově vzniklý křivkový integrál upravíme na základě znalosti okrajových podmínek, ovšem využijeme také toho, že $v = 0$ na hranici s Dirichletovou okrajovou podmínkou. Podrobněji jsou tyto kroky popsány například v [2]. Po těchto úpravách získáme integrální identitu, která musí být splněna pro každou testovací funkci v . Poznamenejme, že tato identita vychází jak z původní rovnice, tak i z okrajových podmínek. Úlohu nalezení řešení splňující integrální identitu pro každou testovací funkci v nazveme slabou formulací úlohy.

Řešení slabé formulace úlohy bývá nazýváno slabým řešením. Za zmínku zde rozhodně stojí, že požadavky na slabé řešení jsou nižší než na řešení klasické. Tady opět čtenáři doporučíme text [2], kde je metoda konečných prvků důkladně odvozena na konkrétní úloze a zmíněná výhoda slabého řešení je tam rovněž názorně ilustrována.

Dalším krokem metody je diskretizace úlohy, kde řešení budeme hledat na jednotlivých konečných prvcích. Integrály na jednotlivých konečných prvcích se počítají pomocí vhodných formulí. Tak získáme soustavu algebraických rovnic, kterou je možné řešit za využití výpočetní techniky.

5. Modelování geometrie

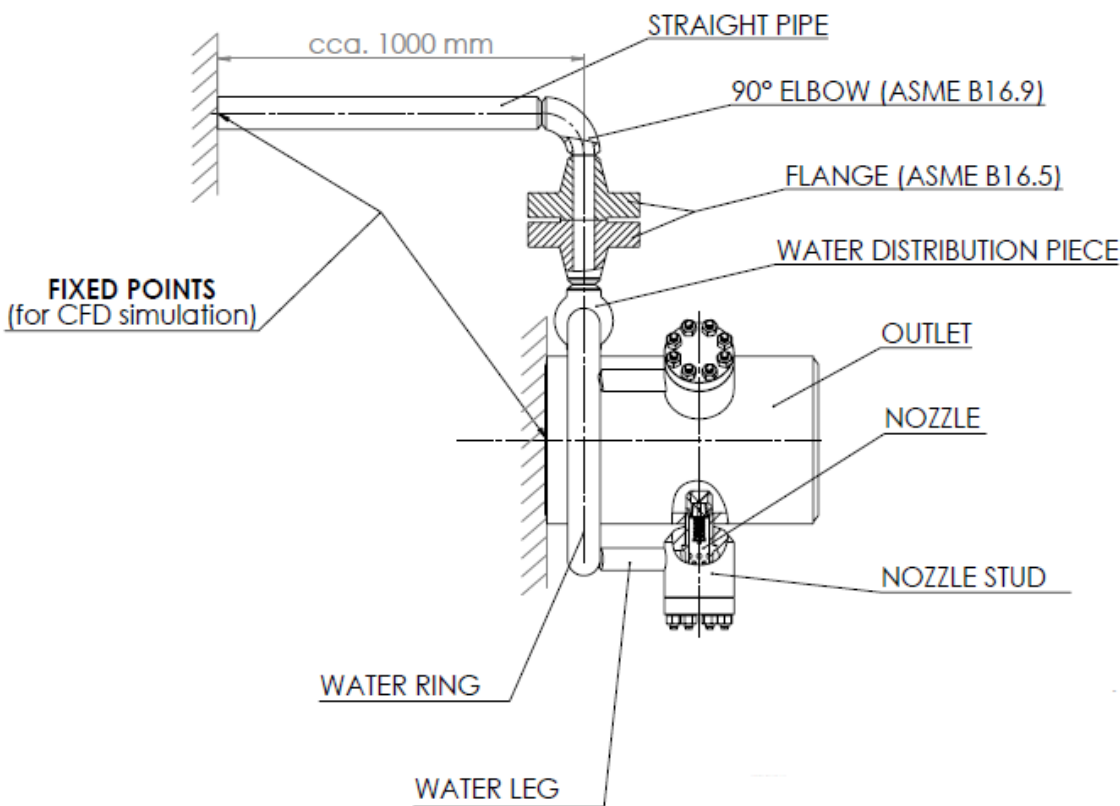
5.1. Modelovaná část

Parní ventil VLB jako celek je poměrně složité zařízení. Je zřejmé, že například síta pro redukci tlaku bude složité vymodelovat. Proto je hned na začátku na místě zabývat se otázkou, zda je nutné všechny části opravdu modelovat, případně jak moc je nutné zacházet do detailů. Obě konstrukční varianty se liší pouze v trubkovém prstenci, ze kterého je distribuována voda do trysek. Je třeba si odpovědět na otázku, které části parního ventilu budou mít vliv na proudění. Stejně tak je nutné mít jasno v tom, v jakých místech a jak je parní ventil ukotven k základovému tělesu, o kterém předpokládáme, že je pevné a neumožňuje žádný pohyb.

Je na místě poznamenat, že při modelování geometrie bude nutné vytvořit jak pevné součásti, ve kterých budeme počítat napjatost, tak i vnitřky všech trubek, ve kterých proudí provozní tekutiny.

5.1.1. Pevnostní výpočet

Společnost IMI CCI k provedení pevnostních výpočtů dodala schéma znázorňující vazby parního ventilu k základovému tělesu. Celé schéma je součástí přílohy 8)A10486CZ-05.



Obrázek 5.1: Schéma pro pevnostní výpočet

Dle schématu můžeme uvažovat, že ventil je do základového tělesa vetknutý v místě, kde začíná výstupní trubka, v níž dochází k ochlazování páry. Je tedy zřejmé, že vstupní část ventilu ani první systém sít pro redukci tlaku páry nebudou mít vliv na napjatost

v trubkovém prstenci. Z pohledu pevnostního výpočtu tedy nemá smysl je modelovat. Druhé vetknutí se nachází na přívodu ochlazovací kapaliny. Voda je nejprve vedena skrz přibližně 1000 mm dlouhou svislou trubku, poté prochází pravoúhlým kolenem a následně dvěma přírubami, z nichž vtéká do rozdělovače. Všechny tyto součásti bude nutné při pevnostním výpočtu uvažovat a tedy i vymodelovat.

5.1.2. Výpočet proudění

Oblastmi, které nás zajímají ze všeho nejvíce, je jednak trubkový prstenec, u něhož budeme zkoumat napjatost i proudění, a dále výstupní trubka, ve které dochází ke směšování horké proudící páry s chladnější vodou. Z hlediska výpočtu proudění je nutné si uvědomit, jaké všechny části parního ventilu mají vliv na proudění v těchto oblastech.

Na přívodu chladicí kapaliny do ventilu je dostatečně dlouhé ukladňovací potrubí. Už víme, že kvůli pevnostnímu výpočtu bude nutné modelovat přívod vody od vazby vetknutí do základového tělesa. Z hlediska proudění je pro nás toto modelování dostačující, neboť nic, co se nachází před tímto vetknutím, proudění v trubkovém prstenci neovlivní.

Dále je nutné se zabývat přívodem páry do ventilu. Systém sít na vstupu páry do ventilu způsobí, že pára ztratí velké množství tlaku. Navíc z posledního síta bude do ventilu vtékat s homogenním tlakem i rychlostí. Tím dojde k odstranění vlivů na proudění páry od všech prvků, které se nacházejí před vstupem do ventilu. Pro výpočet proudění je pro nás tedy důležitá pouze plocha posledního síta, ze kterého pára vstupuje do výstupní trubky. Nic, co se nachází před tímto sítem, nebude potřeba modelovat.

Zbývá nám ještě vyřešit otázku, jak proudění ve ventilu ovlivní prvky potrubí, které se nacházejí za ventilem. Protože kapičky vstříkované vody se v proudu páry nevypaří okamžitě, doporučuje společnost IMI CCI za výstupní trubkou ventilu nechat ukladňovací potrubí o délce alespoň 5 m, aby proces mohl být dokončen (viz příloha 3) doplněk k provozním podmínkám). Očekáváme, že se ve ventilu začnou vytvářet zpětné proudy. Je tedy nutné vymodelovat i část potrubí za ventilem, abychom měli jistotu, že za modelovanou částí už je proudění "klidnější". Z toho důvodu kromě ventilu vymodelujeme ještě 1 m potrubí za ventilem. Této části ovšem dáme stejné vlastnosti, jako má tělo výstupní trubky ventilu, vlastně jej tím pouze o metr prodloužíme.

5.1.3. Změna geometrie vlivem teplotní roztažnosti

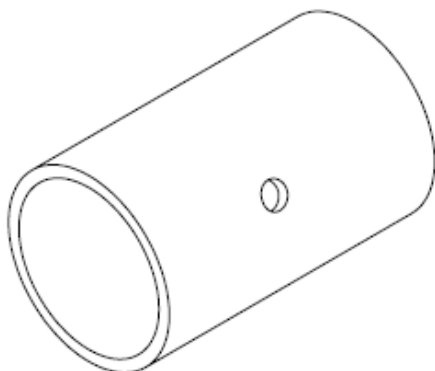
Jak již bylo zmíněno, napjatost v tělese u této úlohy vzniká kvůli teplotní roztažnosti. Lze tedy očekávat, že geometrie celého ventilu v provozu se bude lišit od klidového stavu. Teplota páry vstupující do ventilu přesahuje hodnotu 550 °C. Závislost změny délkových rozměrů na původní délce je popsána vztahem lineární délkové roztažnosti 3.3. Pro ocel je hodnota součinitele $\alpha = 1,25 \cdot 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$. Při ohřátí ocelového předmětu z pokojové teploty na hodnotu 550 °C se tedy jeho délka změní o 0,65 %. Protože je to změna dosti malá, provedeme zde zanedbání a při modelování geometrie pro výpočet proudění budeme pracovat s původní nedeformovanou geometrií.

5.2. Výstupní trubka

K ochlazování páry dochází v široké výstupní trubce o vnitřním průměru 398,4 mm s tloušťkou stěny 29,4 mm. Samotná výstupní trubka má délku 755 mm. Ve výšce 330 mm od

5.3. SÍTA PRO REDUKCI TLAKU

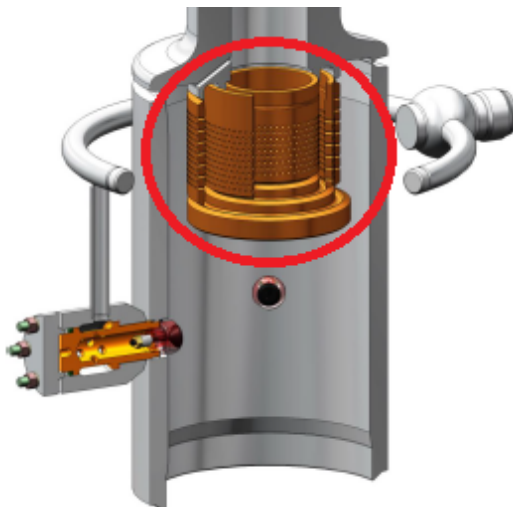
spodního okraje jsou do trubky vyvrtány tři kruhové otvory pro atomizační trysky. Otvory mají průměr 67,5 mm a jsou po obvodu trubky rozmístěny rovnoměrně s roztečí 120°.



Obrázek 5.2: Výstupní trubka

5.3. Síta pro redukci tlaku

Do výstupní trubky proudící pára vstupuje ze sady sít, která slouží k redukci a homogenizaci jejího tlaku. Z posledního síta, které má tvar válce, pára vtéká pouze jeho pláštěm, podstavou nikoliv. Jak již bylo zmíněno v části 5.1.2, součástí modelu bude pouze plocha tohoto posledního síta.

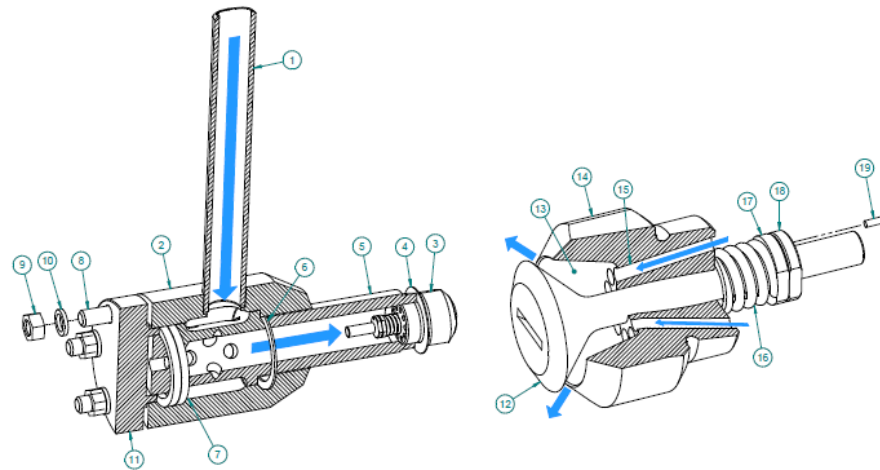


Obrázek 5.3: Série sít

Poslední síto budeme modelovat jako válec. Firma IMI CCI žádné výkresy ani rozměry síta nedala k dispozici. Z dostupných ilustrací lze rozměry posledního síta přibližně odhadnout, průměr podstavy je asi 310 mm, výška 240 mm. Povrch pláště takového válce pak bude $233734,5 \text{ mm}^2$.

5.4. Trysky

V tryskách dochází k rozprášení vody do proudící páry, čímž se pára ochlazuje. Hlavice trysky je konstruována tak, aby z ní voda vycházela s co možná nejvyšší rychlostí, čímž dochází k redukci tlaku vody. Ve výstupní trubce následně dochází k atomizaci.



Obrázek 5.4: Ilustrace trysky

Jak je vidět z ilustrace 5.4 dodané společností IMI CCI, tryska jako celek je dosti složitá součást. Výkresy a další detailní materiály o konstrukci trysek lze však považovat za strategické materiály a proto je firma neposkytlá. K dispozici máme kromě těchto ilustrací pouze výkres těla trysky, ve kterém je celý mechanismus uložen.

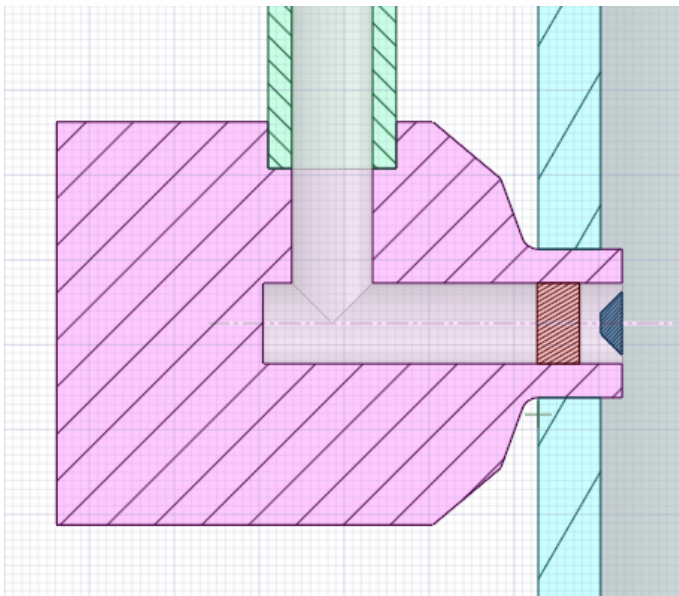
Při modelování tedy bude nutné některé rozměry odhadovat. Zároveň je však nutné dosáhnout toho, aby model trysky při simulaci úlohy dělal totéž co skutečná tryska. Shrňme tedy na tomto místě, co všechno očekáváme od modelu trysky při simulaci proudění.

1. Z ústí trysky musí chladicí kapalina tryskat vysokou rychlostí.
2. Při průchodu chladicí kapaliny tryskou musí dojít ke snížení jejího tlaku.

Jak vypadá geometrický model trysky je znázorněno na obrázku 5.5. Urychlení kapaliny je dosaženo tím, že do ústí trysky je vložen píst, který výrazně zúží plochu, skrz kterou kapalina z trysky vytéká. Dle rovnice kontinuity tedy jistě dojde ke zvýšení výstupní rychlosti chladicí kapaliny.

S modelováním tlakové ztráty nám pomůže jedna možnost, kterou nám ANSYS FLUENT sám nabízí - porézní materiál. Do těla trysky umístíme zátku, která je tvořena pórovitým materiálem, což umožňuje, aby skrz ni proudila tekutina. O parametrech této zátky je blíže pojednáno v kapitole 7.1.1.

5.5. SPOJOVACÍ TRUBKY



Obrázek 5.5: Model trysky

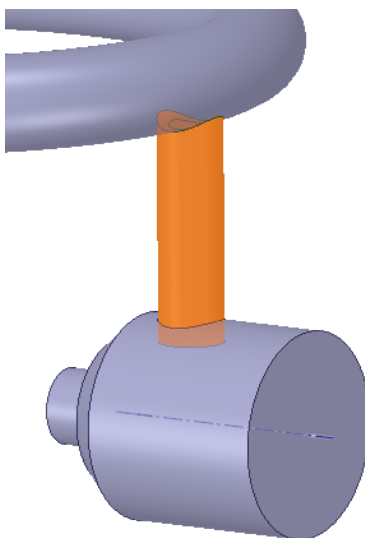
5.5. Spojovací trubky

Z trubkového prstence do jednotlivých trysek je voda přiváděna krátkými vertikálními spojovacími trubkami s vnitřním průměrem 38,1 mm a tloušťkou stěny 11,1 mm. Do horní části trubky je vybroušeno zaoblení s poloměrem 44,45 mm a na vnitřní hraně je milimetrové zkosení. Tento detail slouží k tomu, aby spojovací trubky přesněji nasedly na prstenec. Vnější hrana trubky je zkosenena pod úhlem 30°, čímž vzniká prostor pro svar. Spodní část trubky, konkrétně posledních 30 mm, je poté zapuštěno přímo do těla trysky.



Obrázek 5.6: Spojovací trubka

Po smontování celého zařízení do stavu použitelného pro provoz bude trubka k prstenci přivařena. Modelování spojovací trubky tomu tedy přizpůsobíme. Budeme předpokládat, že svar přesně doléhá k povrchu spojovací trubky i prstence. Trubku tedy budeme modelovat jako válcovou až do toho místa, kde by ji přerušil povrch prstence, jak je patrné z obrázku [5.7](#).



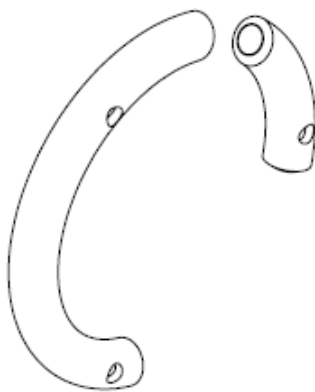
Obrázek 5.7: Model spojovací trubky

5.6. Trubkový prstenec

Trubkový prstenec je jedinou součástí geometrie, ve které se od sebe obě varianty liší. Z toho důvodu bude nutné vymodelovat jej ve dvou rozdílných variantách a pro výpočet vždy použít pouze příslušný geometrický model.

5.6.1. Varianta A

V původní geometrické variantě je prstenec neúplný. Trubkový segment, který jej tvoří, má vnější průměr 88,9 mm a vnitřní průměr 53,9 mm. Průměr prstence je 651,2 mm, jeho delší část odpovídá oblouku o 195° , kratší pak 75° od středu rozdělovače. V místě napojení prstence na rozdělovač je trubka zkosená, čímž je vytvořen prostor pro svar. Stejné zkosení se nachází i v místě, kde je prstenec ukončen. Do prstence jsou vyvrtány tři otvory o průměru 38,1 mm na rozteči 120° , kterými voda z prstence proudí k tryskám.

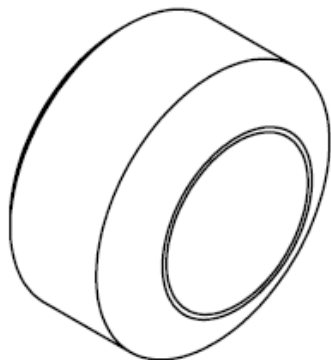


Obrázek 5.8: Prstenec - Varianta A

V místech, kde je prstenec ukončen, jsou k němu připevněny zátky. Délka jedné zátky je 45 mm a její vnější i vnitřní průměr odpovídají rozměrům trubkového prstence. V místě

5.6. TRUBKOVÝ PRSTENEC

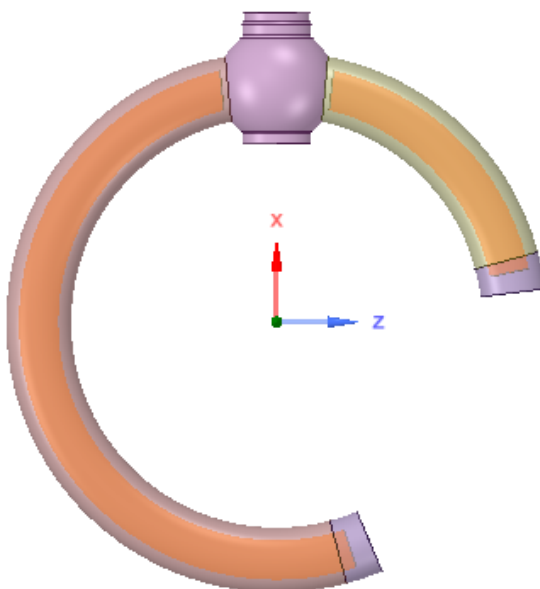
styku s trubkovým prstencem je i na zátce zkosení umožňující svar. Otvor vyvrtaný do zátky je hluboký 17 mm a jeho vnitřní hrana je zaoblena s poloměrem 10 mm.



Obrázek 5.9: Zátka

Při modelování prstence budeme rovnou vytvářet i svary. V místě, kde se prstenec napojuje na rozdělovač, tedy budeme materiál prstence modelovat až k povrchu rozdělovače. Stejně tak spojení prstence a zátky budeme modelovat včetně svaru, který vyplní připravená zkosení.

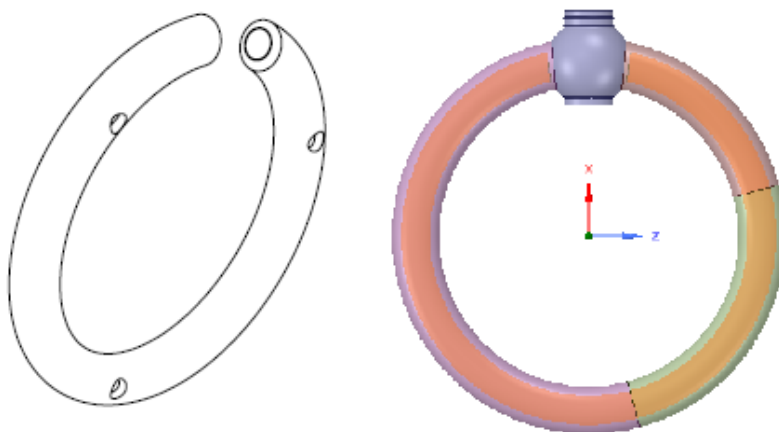
Drobné geometrické úpravy se dotknou i ukončujících zátek. Ty jsou vyráběny jako segmenty válce, což dává smysl z hlediska výrobního postupu. Ovšem kvůli návaznosti na další kroky při řešení úlohy je vhodné, aby zátka neměla tvar části válce, nýbrž anuloidu. Tedy prakticky vzato zátka vypadá jako další část prstence, která je ovšem ucpaná. Jedná se o změnu natolik nepatrnou, že proudění ani pevnost prstence se v tomto místě prakticky nezmění.



Obrázek 5.10: Model prstence - Varianta A

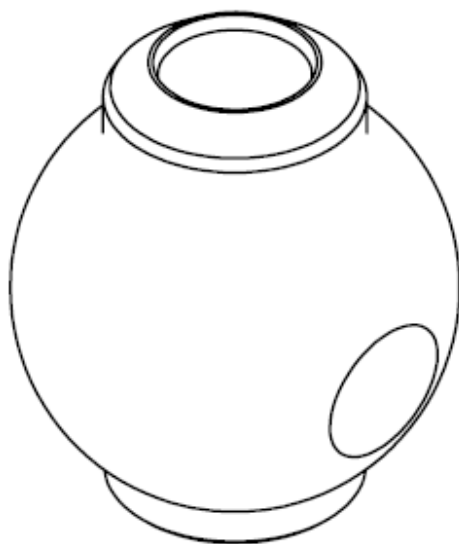
5.6.2. Varianta B

Trubkový prstenec v geometrické variantě B má obdobné parametry, jako ve variantě A. Není ovšem ve dvou místech ukončený zátkami, nýbrž dále pokračuje, až se jeho ramena spojí a vytvoří uzavřený kruhový segment.



Obrázek 5.11: Prstenec - varianta B

5.7. Rozdělovač



Obrázek 5.12: Rozdělovač

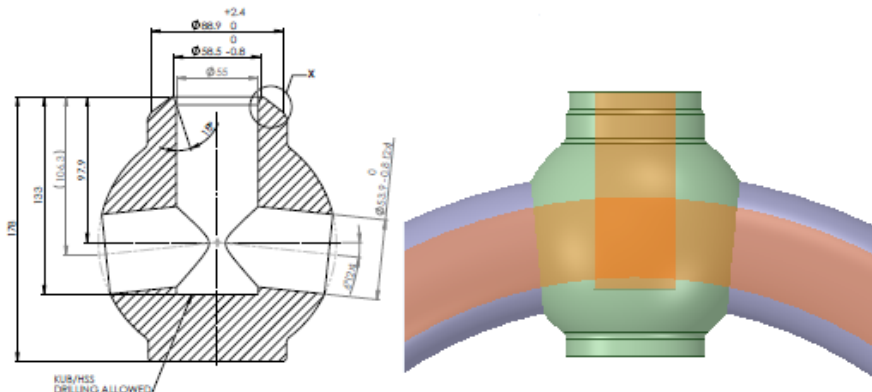
Do trubkového prstence je voda distribuována z rozdělovače. Základem tohoto tělesa je koule o poloměru 80 mm. V místě vstupu vody do rozdělovače je do základové koule zapuštěna válcová část o průměru 94 mm, která je poté zkosená pod úhlem 60° na průměr 88,9 mm. Následně další zkosení dává prostor pro přivaření přívodové trubky. Na opačné straně rozdělovače je základová koule prodloužena válcovou částí o průměru 93 mm. Celková délka rozdělovače je tedy 178 mm. V místech, kde koule přechází ve válcové části je

5.8. PŘÍVOD CHLADÍČÍ KAPALINY

na obou stranách hrana zaoblena s poloměrem 5 mm.

Pro vstup kapaliny do rozdělovače je do něj vyvrtána 133 mm dlouhá kruhová díra o průměru 55 mm, která je u vstupu zkosená. Kruhové díry pro výstup kapaliny směrem do prstence mají průměr 53,9 mm a od kolmé osy jsou odkloněny o 6° .

Při modelování geometrie rozdělovače bylo provedeno několik úprav. Detail u vstupu do rozdělovače je uzpůsoben tomu, aby k němu mohl být přivařen přívod vody. Zkosení, které slouží jako prostor pro svar, tedy při modelování nevytvoříme, neboť zde fakticky bude materiál svaru. Další modifikace se týká otvorů, ze kterých je voda distribuována do prstence. Ty jsou do rozdělovače vyvrtány, mají tedy válcovitý tvar. To ovšem způsobuje, že při modelování napojení rozdělovače na prstenec vznikají nepřesnosti v místě dotyku. Osa otvoru v rozdělovači by měla být tečnou k ose trubkového prstence, ovšem vzniká zde malá odchylka. Dosednutí prstence na rozdělovač tedy není dokonalé. Zde proto dochází k další úpravě geometrie rozdělovače. Výstupní otvory budeme modelovat, jako by plynule navazovaly na anuloid, který je vytvářen vnitřkem trubkového prstence. Na obrázku 5.13 jsou vedle sebe porovnány výkres rozdělovače a následně jeho model.



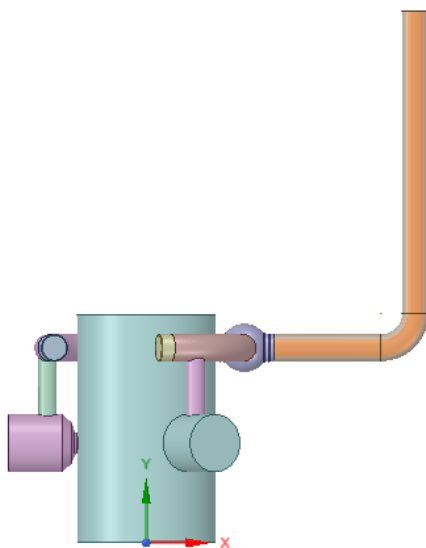
Obrázek 5.13: Rozdělovač - srovnání výkresu a modelu

5.8. Přívod chladící kapaliny

Při modelování přívodu kapaliny do rozdělovače vyjdeme ze schématu 5.1, které znázorňuje ukotvení ventilu k základovému tělesu pro pevnostní výpočet. Podle něho je k rozdělovači připevněna dvojice horizontálně umístěných přírub, na ty je poté napojeno koleno a přibližně metr dlouhá svislá trubka. K použitým přírubám nebyly dodány žádné výkresy ani jiné parametry. Z hlediska proudění však není rozdíl v tom, zda na přívodu do rozdělovače skutečně vymodelujeme příruby, nebo je nahradíme rovnou trubkou o stejné délce. Tato modifikace neovlivní ani napjatost v trubkovém prstenci. Absenci specifikace parametrů přírub tedy vyřešíme tak, že je nahradíme rovnou trubkou. Ze schématu 5.1 lze její délku odhadnout přibližně na 354 mm.

K použitému kolenu byla dodána specifikace, vnější průměr trubky je 88,9 mm, poloměr oblouku kolena je 114 mm. Informace o vnitřním průměru chybí. Vnitřní průměr, stejně jako u rovných trubek na přívodu, tedy zvolíme stejný, jako je na vstupu vody do rozdělovače, 55 mm. Vnější průměr rovných trubek použijeme stejný, jako je tomu u kolena,

88,9 mm. Model přívodního potrubí je znázorněn na obrázku 5.14.



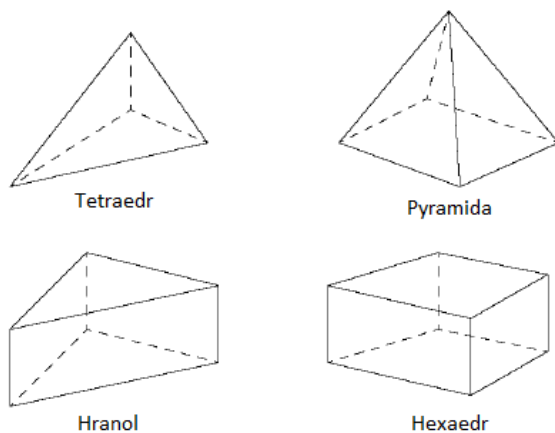
Obrázek 5.14: Přívod vody do ventilu

6. Tvorba výpočtové sítě

Prvním krokem při řešení simulace proudění je rozdělení výpočetní domény na kontrolní objemy. Tím dojde k vytvoření výpočetní sítě. ANSYS používá pro vytvoření sítě svůj vlastní program Meshing. Ten se chová velmi samostatně, ovšem samozřejmě není zcela dokonalý a má své nedostatky.

Program Meshing dělí jednotlivé části geometrie na konečné objemy celkem čtyř různých typů:

- Tetraedry
- Pyramidy
- Hranoly
- Hexaedry



Obrázek 6.1: Typy konečných objemů

Buňky ve tvaru tetraedrů mají tu výhodu, že se dobře dokáží přizpůsobit různým geometrickým tvarům výpočetní domény. Jejich nevýhodou je jejich vysoký počet, který je potřeba na pokrytí domény. Buňky tvaru hexaedru mají v podstatě vlastnosti opačné. Pyramidové buňky vznikají při přechodu mezi tetraedry a hexaedry. Hranolové buňky doplňují hexaedrovou síť.

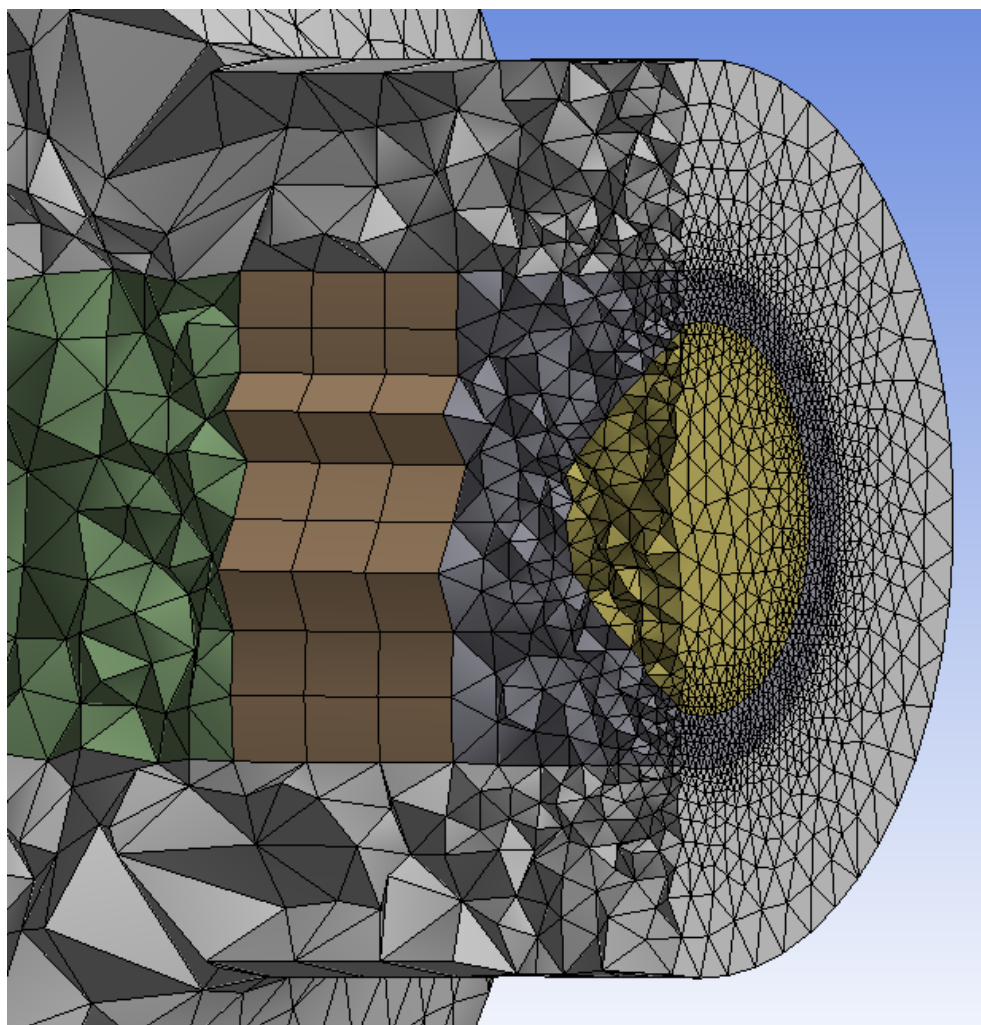
Metoda konečných objemů a metoda konečných prvků mají trochu jiné požadavky na výpočetní síť. Proto bude tvorba sítě pro výpočet proudění a pro pevnostní výpočet provedena zvlášť.

6.1. Síť pro výpočet proudění

Při výpočtu proudění je pro nás klíčové udělat především dobrou síť v místech, kterými proudí tekutiny. V pevných částech bude totiž docházet pouze k výpočtu přenosu tepla.

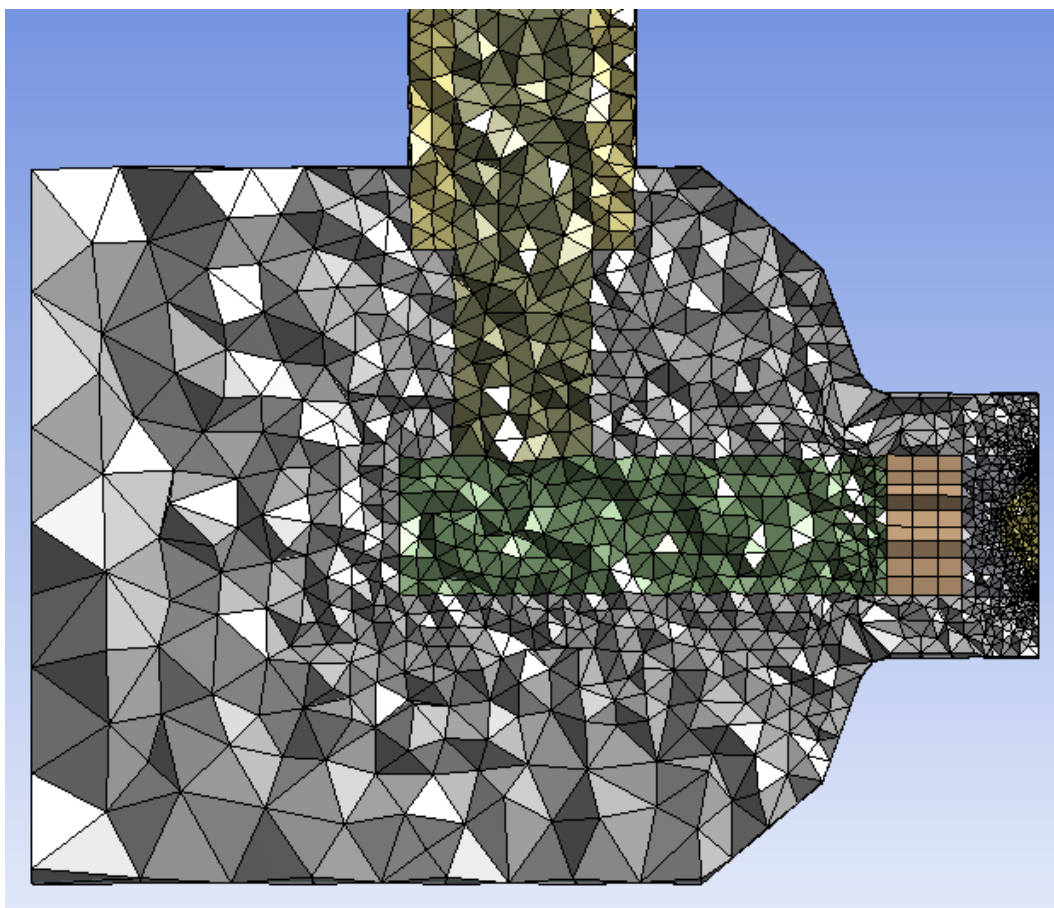
6.1.1. Trysky

Ústí trysek je nejužším místem, kterým protéká nějaká provozní tekutina. Plochu, kterou zde protéká vstříkovaná voda, tvoří mezikruží s rozdílem poloměrů pouhých 4,05 mm. Právě v tomto místě očekáváme největší turbulence, síť zde tedy musí být velmi jemná. Abychom dosáhli požadovaného množství prvků sítě, předepíšeme na výstupní plošce maximální délku hrany prvku 0,8 mm. Oblast budeme modelovat pomocí tetraedrů, a to včetně pístu, který je do ústí trysky vložen.



Obrázek 6.2: Ústí trysky

Porézní zátka je ve tvaru válce, ideálně se pro ni tedy hodí hexaedrová síť. Pro ostatní dutiny uvnitř trysky použijeme tetraedry. Rovněž pro pevné tělo trysky použijeme tetraedrové buňky. Jak se v rámci těla trysky vzdalujeme od vnitřních dutin směrem k povrchu, mohou se buňky postupně zvětšovat. Úloha je dosti rozměrná a buněk bude potřeba hodně, právě zde tedy jejich počet nemusí být příliš vysoký. Pro trubku, kterou je přiváděna voda do trysky, použijeme také tetraedrové buňky. Kompletní síť v trysce je zřetelná na obrázku 6.3, kde je zachycena v řezu tělem trysky.



Obrázek 6.3: Celkový pohled na síť v trysce

Poznámka: Obrázky znázorňující výpočetní síť mají velké rozměry a vysoké požadavky na rozlišení. Při zmenšení dochází ke značnému zkreslení, obrázky ztrácejí svou názornost a s ní i svůj význam. Proto u dalších částí ventilu nebudou obrázky znázorňující síť vkládány do dokumentu této práce, všechny jsou ale součástí příloh.

6.1.2. Výstupní trubka

Ve výstupní trubce se směšuje proudící pára s chladicí kapalinou. Potkávají se tu dvě látky s velmi rozdílnými teplotami. Je tedy žádoucí, aby síť v místě směšování byla dostatečně jemná a řešení tedy co nejpřesnější. Při tvorbě výpočetní sítě rozdělíme vnitřek trubky na tři části. V části první bude proudit pouze samostatná pára, ve druhé části bude docházet k mísení kapalin. Koncová část ventilu, ve které dobíhá směšování a teploty se vyrovnávají, bude tvořit třetí část.

Nejjemnější síť potřebujeme v části druhé, kde jsou vysoké teplotní gradienty. Síť zde budou tvořit buňky ve tvaru tetraedrů, přičemž v okolí trysek, kde se kapaliny potkávají, budou buňky menší a bude jich více. Pro první a třetí část použijeme buňky hexaedrové. Ty použijeme i k rozdělení pevné části výstupní trubky. Jako příloha je k dispozici obrázek sit-outlet, na kterém je zřetelná výpočtová síť ve výstupní trubce v řezu.

6.1.3. Zástříkový systém

Jak již bylo zmíněno v úvodu kapitoly, program Meshing není všemocný. Při pokusu o vytvoření sítě požadovaného typu na určité části geometrie se může stát, že selže a ohlásí, že požadovaný typ sítě na zvoleném tělese není možný. Velmi názorně je tento nedostatek patrný na výpočtové síti vytvořené na vodním prstenci. Mezi přílohami jsou obrázky sit-prstenec-A a sit-prstenec-B, na kterých je znázorněn řez sítí v obou geometrických variantách prstence. Pro některé části bylo možné použít hexaedrovou síť. Kde to program nedokázal, je použita síť tetraedrová.

6.1.4. Rozdělovač

Uvnitř rozdělovače dochází k rozdělení proudů do dvou větví. Ty jsou navíc obě kolmé ke směru, ve kterém voda do rozdělovače vtéká. Lze tedy očekávat, že uvnitř rozdělovače bude vznikat silně turbulentní proudění. Na otvor, kterým voda do rozdělovače vtéká, proto použijeme jemnější tetraedrové buňky. Na výtocích z rozdělovače, kde se budou turbulence ustalovat použijeme buňky hexaedrové. K vyplnění pevné části rozdělovače použijeme tetraedry. Jedním důvodem je to, že síť rozdělovače musí zvládnout napojení na prstenec a přívod, samozřejmě však musí být napojena i na síť vnitřních prostor rozdělovače. Druhým důvodem jsou ostré hrany a malé detaily, které těleso rozdělovače obsahuje. Hexaedrové buňky by takové detaily modelovaly jen stěží. Mezi přílohami jsou obrázky sítě vnitřních částí rozdělovače i pevného těla. Jedná se o soubory sit-rozdelovac-vnitrek, resp. sit-rozdelovac-solid.

6.1.5. Přívod chladící kapaliny

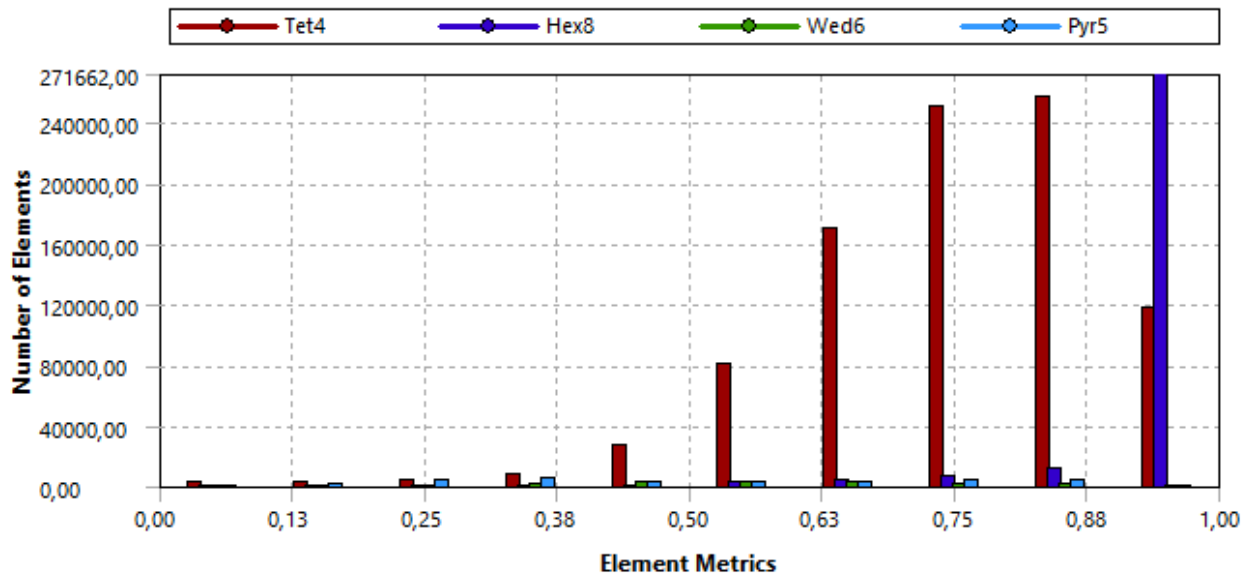
Přívodní potrubí je tvarově jednoduché, je tvořeno dvěma rovnými trubkami spojenými kolenem. Navíc se v něm neodehrávají žádné složité nebo důležité procesy. Z těchto důvodů není třeba používat příliš jemnou síť, dobře nám zde poslouží hexaedrové buňky, jak na vnitřek potrubí, tak na jeho pevnou část. Síť je znázorněna na obrázcích v přílohách, jedná se o soubory sit-privod (celkový pohled) a sit-privod-rez (pohled v řezu).

6.1.6. Kvalita sítě

Kvalita výpočtové sítě byla posouzena podle kritéria ortogonální kvality. Definici tohoto kritéria je možné nalézt v [1]. Pro jednotlivé buňky je hodnota kritéria v rozmezí od 0 do 1, kde 1 je nejlepší, 0 nejhorší. Pro buňky je doporučeno, aby hodnota nebyla nižší než 0,02, zejména ne řádově nižší. Na obrázku 6.4 je znázorněn histogram buněk použité sítě podle ortogonální kvality.

Nejnižší hodnota ortogonální kvality buňky u vytvořené sítě byla $1,72 \cdot 10^{-5}$. To je opravdu nízká hodnota a při použití takové sítě by hrozil vznik nepřesností. Proto byl na vytvořenou síť použit ještě nástroj opravy špatných buněk, který je možné využít v programu Fluent. S použitím tohoto nástroje byla postupně síť vylepšena až na minimální ortogonální kvalitu $1,62 \cdot 10^{-2}$. Celkový počet buněk použitých při výpočtu proudění je 1 249 804 u geometrické varianty A, u varianty B pak 1 259 503.

6.2. SÍŤ PRO PEVNOSTNÍ VÝPOČET

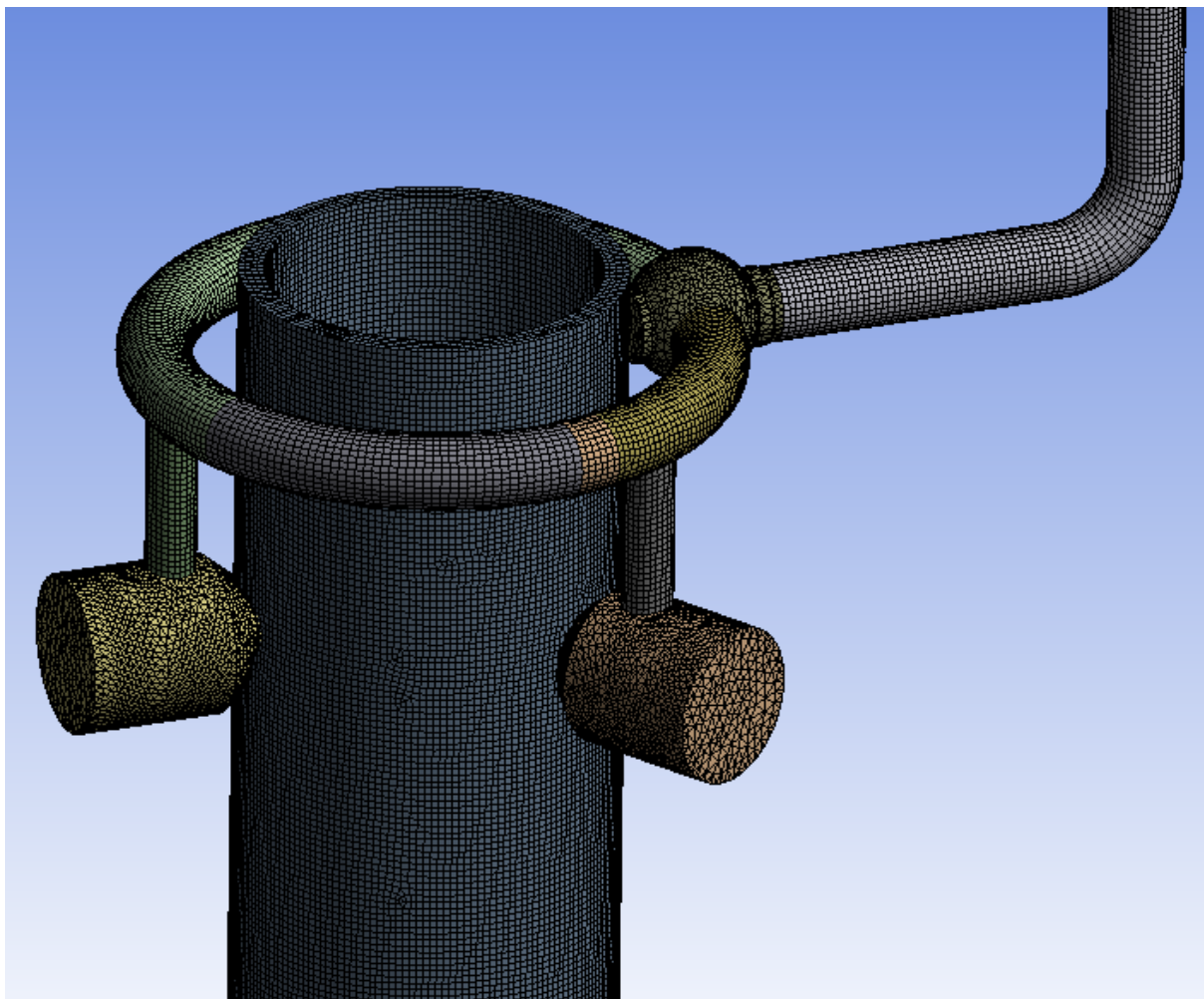


Obrázek 6.4: Histogram ortogonální kvality buněk

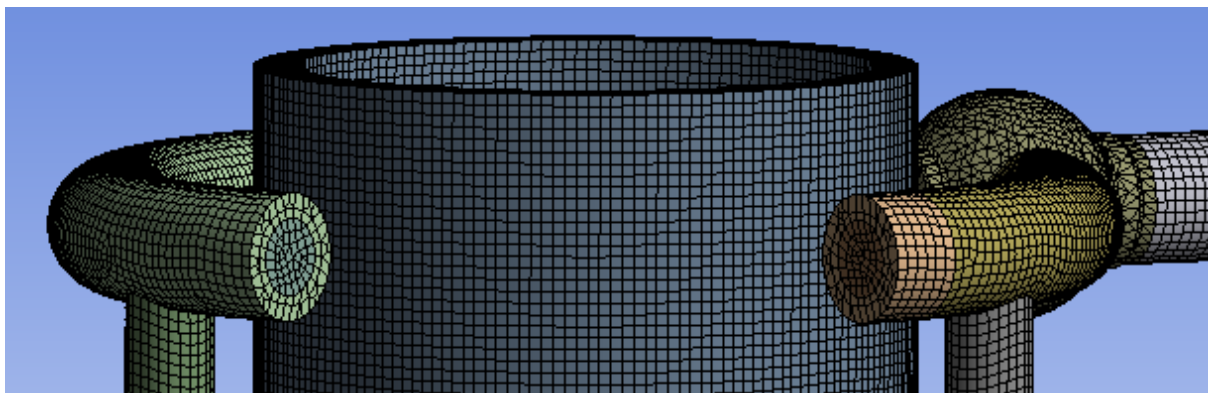
6.2. Síť pro pevnostní výpočet

Výpočetní doménou pro statický pevnostní výpočet jsou pouze pevné části ventilu. Při tvorbě výpočtové sítě proto potlačíme veškeré vymodelované vnitřní prostory ventilu, síť budeme tvořit pouze na pevných částech. Preferovány přitom budou hexaedrové buňky, které použijeme pro veškeré trubky v prstenci, spojovací trubky, přívod chladicí kapaliny i pro výstupní trubku. Tetraedrovou síť použijeme pouze pro těla trysek a pro rozdělovač, což jsou součásti se složitější geometrií.

Na obrázku 6.5 je znázorněn celkový pohled na síť v geometrické variantě B. Síť pro variantu A se liší pouze na trubkovém prstenci, kde chybí spojovací část a místo ní model obsahuje zátky. Pohled na tuto část sítě u geometrické varianty A je znázorněn na obrázku 6.6.



Obrázek 6.5: Síť pro pevnostní výpočet, geometrická varianta B



Obrázek 6.6: Síť pro pevnostní výpočet, geometrická varianta A

7. Parametry výpočtu

7.1. Modelování proudění

7.1.1. Materiály a provozní tekutiny

Problémovým místem při modelování ochlazovacího procesu v parním ventilu je vstřikování chladicí kapaliny do proudu páry. Atomizační tryska rozdělí kapalinu do malých proudů, které se ve výstupní trubce začnou rozdělovat do jednotlivých kapiček. Ty se následně v proudu páry rozpadají a vypařují, čímž dojde k ochlazení páry. Tento proces rozpadu kapiček se stále zkoumá a momentálně nejsou k dispozici modely, které by jej vhodně vystihovaly. Při simulaci proto bude potřeba zavést zjednodušení, které dokážeme modelovat.

Zde popíšeme nejjednodušší možnost, jak se vyhnout modelování rozpadu kapiček chladicí kapaliny v proudící páře. Při simulaci budeme páru modelovat nikoliv jako plyn, ale jako kapalinu. U vody přiváděné do trysek nebudeme uvažovat, že se bude vypařovat. Celý proces tedy budeme modelovat jako směšování dvou kapalin o různých teplotách. Poznamenejme, že se jedná o hodně zjednodušující model.

Nahrazením páry kapalinou jsme v podstatě vytvořili novou smyšlenou látku. Její vlastnosti je nutné vhodně nastavit tak, aby model procesu co nejlépe odpovídal skutečnosti. Pro výpočet napjatosti vzniklé teplotní roztažností je pro nás klíčové rozložení teplot. Abychom při simulaci dosáhli co možná nejlepší aproximace rozložení teplot, budeme se snažit při náhradě páry kapalinou o splnění teplotní bilance. Vyjděme z kalorimetrické rovnice

$$m_1 \cdot c_1 \cdot |\Delta T_1| = m_2 \cdot c_2 \cdot |\Delta T_2|. \quad (7.1)$$

Indexem 1 označujeme páru, indexem 2 chladicí kapalinu (vodu). Zde je nutné poznamenat, že i to je jisté zjednodušení. Kalorimetrická rovnice popisuje výměnu tepla v izolované soustavě, kde nedochází k žádnému úniku tepla. Ovšem při ochlazování v parním ventilu část tepla odchází skrz stěny ventilu, které se při provozu zahřívají.

Naším cílem je navrhnout vhodnou hodnotu konstanty c_1 , která představuje měrnou tepelnou kapacitu páry. Z rovnice 7.1 vyjádříme

$$c_1 = c_2 \cdot \frac{m_2 |\Delta T_2|}{m_1 |\Delta T_1|}. \quad (7.2)$$

Měrná tepelná kapacita vody je $c_2 = 4216 \text{ J/kgK}$. Hodnoty ostatních veličin ve vztahu 7.2 určíme z provozních podmínek zapsaných v tabulce 7.1:

hmotnostní tok páry	Q_{m1}	576 000 kg/h
teplota páry	T_1	559,3 °C
hmotnostní tok vody	Q_{m2}	47 179,7 kg/h
teplota vody	T_2	150 °C
teplota výstupní směsi	T_3	440 °C

Tabulka 7.1: Provozní podmínky

Vztah 7.2 pracuje s hmotnostmi a nikoliv s hmotnostními toky, což ale není žádný problém. Stačí nám u každé látky uvažovat hmotnost, která přiteče za zvolenou jednotku

času, třeba za hodinu. Proto dosadíme $m_1 = 576000 \text{ kg}$, $m_2 = 47179,7 \text{ kg}$. Jednotlivé teplotní rozdíly spočteme jako

$$\Delta T_1 = T_3 - T_1 = -119,3^\circ\text{C},$$

$$\Delta T_2 = T_3 - T_2 = 290^\circ\text{C}.$$

Nyní všechny hodnoty dosadíme do vztahu 7.2, z něhož získáme hodnotu

$$c_1 = 836,26 \text{ J/kgK}.$$

Z provozních podmínek dodaných společností IMI CCI použijeme pro simulaci také hustoty tekutin, které do ventilu vstupují. Další vlastnosti látek, které software ANSYS potřebuje pro výpočtovou simulaci, získáme z inženýrských tabulek.

hustota	36,05 kg/m ³
měrná tepelná kapacita	836,26 J/kgK
tepelná vodivost	0,02 W/m·K
dynamická viskozita	$3,159 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$
molární hmotnost	18,02 kg/kmol

Tabulka 7.2: Vlastnosti páry

hustota	925,926 kg/m ³
měrná tepelná kapacita	4216 J/kgK
tepelná vodivost	0,677 W/m·K
dynamická viskozita	$8 \cdot 10^{-4} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$
molární hmotnost	18,02 kg/kmol

Tabulka 7.3: Vlastnosti vody

Na výrobu součástí parního ventilu jsou použity dva různé typy oceli. Ty se liší v hodnotě maximálního dovoleného napětí, dále v hodnotě modulu pružnosti a v koeficientech teplotní roztažnosti. Tyto vlastnosti jsou důležité pro pevnostní výpočet, ovšem z hlediska simulace proudění a přenosu tepla nemají význam. Proto je při výpočtu proudění použit pouze jeden typ oceli s následujícími vlastnostmi:

hustota	7850 kg/m ³
měrná tepelná kapacita	490 J/kgK
tepelná vodivost	43 W/m·K

Tabulka 7.4: Vlastnosti oceli

V kapitole 5.4, která pojednává o geometrickém modelu trysek, bylo zmíněno, že za účelem redukce tlaku proudící vody bude do trysky vložena porézní zátk.

7.1. MODELOVÁNÍ PROUDĚNÍ

Tlaková ztráta tekutiny proudící přes porézní prostředí v závislosti na rychlosti proudění je popsána **Ergunovou rovnicí**

$$\frac{|\Delta p|}{L} = \frac{150\mu}{D_p^2} \frac{(1-\epsilon)^2}{\epsilon^3} v + \frac{1,75\rho}{D_p} \frac{(1-\epsilon)}{\epsilon^3} v^2, \quad (7.3)$$

kde L je délka porézní zátky,

μ je viskozita tekutiny,

D_p je střední průměr částic porézního materiálu a

ϵ je porozita materiálu.

Pro zjednodušení popisu porézní zátky se využívají dva koeficienty:

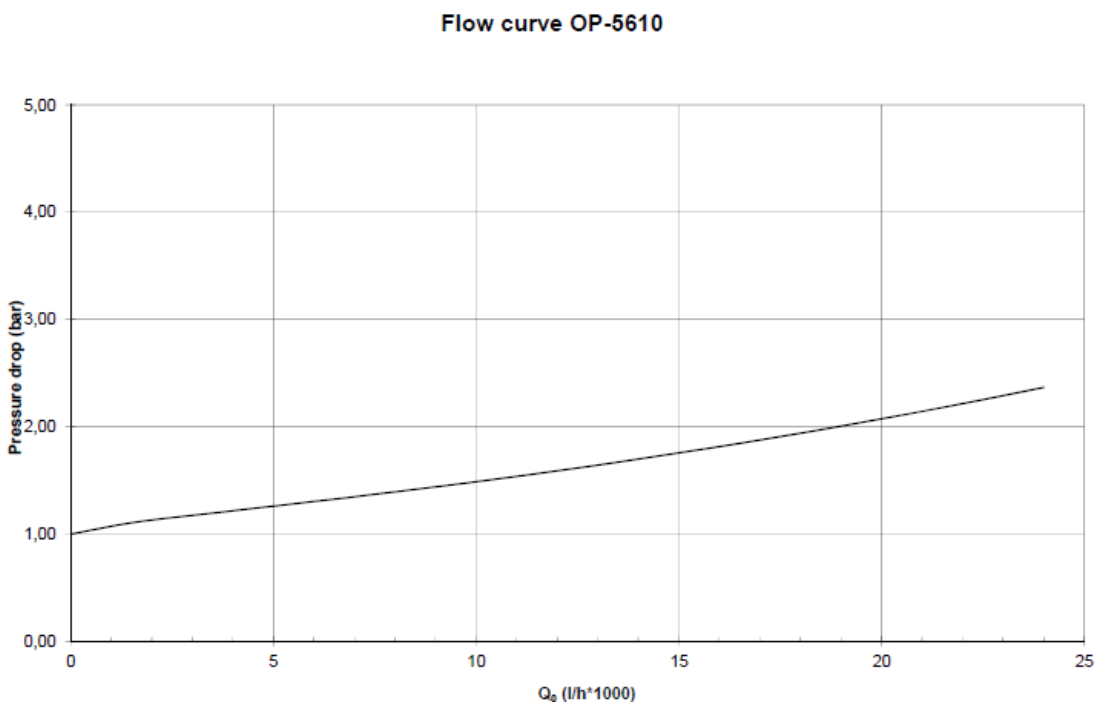
$$\alpha = \frac{D_p^2}{150} \frac{\epsilon^3}{(1-\epsilon)^2}$$

značící permeabilitu a

$$C_2 = \frac{3,5}{D_p} \frac{(1-\epsilon)}{\epsilon^3},$$

což je koeficient inerciální ztráty. Ten je přímo použit při modelování porézních materiálů v softwaru ANSYS FLUENT. Místo permeability α se pak zadává viskózní odpor, což je převrácená hodnota permeability.

Společnost IMI CCI dodala charakteristiku trysky, která popisuje tlakovou ztrátu v závislosti na hmotnostním toku tryskou.



Obrázek 7.1: Charakteristika trysky

Při zadaném průtoku 47179,7 kg/h je tlaková ztráta přibližně 1,9 bar, tedy 190 kPa. Při simulacích proudění tryskami byla naměřená rychlost proudící vody přibližně 127 m/s.

Koeficienty α a C_2 musíme tedy zvolit tak, aby při této rychlosti byla tlaková ztráta podle Ergunovy rovnice 190 kPa. Volíme hodnoty

$$\alpha = 1,9 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2, C_2 = 1,3 \text{ m}^{-1}.$$

7.1.2. Okrajové podmínky

Společnost IMI CCI dodala hodnoty z několika provozních stavů, při kterých bývá ventil běžně používán. Při provozním stavu, který modelujeme, je hodnota tlaku v parním systému, do kterého pára z ventilu proudí, 5,99 MPa. Tuto hodnotu použijeme jako provozní tlak procesu.

Vstup páry nastavíme jako mass-flow inlet, tedy zadání pomocí hmotnostního toku. Zadáme následující hodnoty:

veličina	hodnota	jednotka
hmotnostní tok	160	kg/s
teplota	559,3	°C
tlak	0	Pa

Tabulka 7.5: Vstup páry

Vstup vody zadáme rovněž pomocí hmotnostního toku. Zadané hodnoty:

veličina	hodnota	jednotka
hmotnostní tok	13,1	kg/s
teplota	150	°C
tlak	0	Pa

Tabulka 7.6: Vstup vody

Výstup z parního ventilu zadáme jako pressure outlet, tedy pomocí tlaku. Jak již bylo zmíněno, hodnota tlaku na výstupu z ventilu je 5,99 MPa. Tuto hodnotu ovšem nastavujeme jako provozní tlak a tedy i jako referenční hodnotu, vůči níž vyjadřujeme ostatní tlaky. Proto na výstupu z ventilu budeme předepisovat nulovou hodnotu tlaku. Pro případ, že by se při simulaci začaly ve výstupní trubce vytvářet zpětné proudy, nastavíme pro ně parametry, jaké jsou očekávány od výstupní směsi.

veličina	hodnota	jednotka
tlak	0	Pa
teplota zpětného proudu	440	°C
hmotnostní zlomek páry ve zpětném proudu	0,9243	-

Tabulka 7.7: Výstup

Pro veškeré **stěny** nastavíme adiabatickou okrajovou podmínku, tedy nulový tepelný tok stěnou. Stejně tak ponecháme nulovou i hodnotu generovaného tepla.

7.1.3. Limity fyzikálních veličin

Během výpočtu se může stát, že některá veličina bude lokálně nabývat extrémních hodnot. Jedná se o chybu při výpočtu, jejíž následky je nutné minimalizovat. K tomuto účelu slouží limity veličin. V případě, že v některé buňce "přeteče" hodnota veličiny stanovený

7.1. MODELOVÁNÍ PROUDĚNÍ

limit, je do této buňky zapsána právě limitní hodnota. To napomáhá stabilitě řešení. Zadané limity jsou vypsány v tabulce 7.8.

veličina	minimum	maximum	jednotka
tlak	1	$5 \cdot 10^{10}$	Pa
teplota	0	726,85	°C
turbulentní kinetická energie	10^{-14}	-	m^2s^{-2}
rychlost disipace energie turbulence	10^{-20}	-	m^2s^{-3}
koefficient turbulentní viskozity	-	10^5	-

Tabulka 7.8: Limity veličin

7.1.4. Prostorová diskretizace veličin

Metody použité k prostorové diskretizaci veličin:

veličina	diskretizace
gradient	Green-Gauss ze sousedních buněk
tlak	druhého řádu
hybnost	upwind druhého řádu
turbulentní kinetická energie	upwind druhého řádu
rychlost disipace energie turbulence	upwind druhého řádu
koncentrace páry	upwind druhého řádu
energie	upwind druhého řádu

Tabulka 7.9: Metody diskretizace

7.1.5. Relaxační faktory

Ke stabilizaci výpočtu je možné využít relaxační faktory, které mohou mít pozitivní vliv na konvergenci. Obecně lze použití relaxačního faktoru α při iteračním výpočtu nějaké veličiny Φ znázornit následovně:

$$\Phi^{k+1,u} = \Phi^k + \alpha (\Phi^{k+1,e} - \Phi^k) \quad (7.4)$$

$\Phi^k \dots$ původní hodnota veličiny,

$\Phi^{k+1,e} \dots$ odhadnutá nová hodnota veličiny,

$\Phi^{k+1,u} \dots$ použitá nová hodnota veličiny.

Volba faktoru $\alpha < 1$ napomáhá stabilizaci výpočtu, ovšem za cenu jeho zpomalení. Pro $\alpha = 1$ k relaxaci nedochází. Při hodnotách $\alpha > 1$ může dojít k urychlení výpočtu, ovšem také ke zhoršení jeho stability. Nastavené relaxační faktory jsou vypsány v tabulce 7.10.

veličina	α
tlak	0,3
hustota	1
objemové síly	1
hybnost	0,7
turbulentní kinetická energie	0,8
rychlost disipace energie turbulence	0,8
turbulentní viskozita	1
koncentrace páry	1
energie	1

Tabulka 7.10: Použité relaxační faktory

7.1.6. Nastavení reziduí

Stop-kritériem pro ukončení výpočtu budou hodnoty reziduí u jednotlivých sledovaných veličin. V okamžiku, kdy hodnoty všech sledovaných reziduí klesnou pod hodnotu svého kritéria, bude výpočet ukončen. Nastavená kritéria pro rezidua:

veličina	absolutní kritérium
kontinuita	10^{-3}
rychlost v ose x	10^{-3}
rychlost v ose y	10^{-3}
rychlost v ose z	10^{-3}
energie	10^{-6}
turbulentní kinetická energie	10^{-3}
rychlost disipace energie turbulence	10^{-3}
koncentrace páry	10^{-3}

Tabulka 7.11: Absolutní kritéria pro rezidua

7.2. Statický pevnostní výpočet

7.2.1. Materiály

Při výrobě ventilu se pro různé součásti používají dva typy oceli označované A-335 a A-182. A-335 je ocel s 9 % chromu a 1 % molybdenu. Z tohoto materiálu je vyrobeno tělo výstupní trubky, prstenec a trubky přivádějící vodu do trysek. Zatímco v prstenci a spojovacích trubkách proudí pouze voda o teplotě 150 °C, výstupní trubka se zahřívá na mnohem vyšší teplotu, neboť do ní proudí pára o teplotě 550 °C. Některé zadávané materiálové vlastnosti, konkrétně Youngův modul pružnosti a koeficient teplotní roztažnosti, jsou ovšem závislé na teplotě. Z toho důvodu pro pevnostní výpočet použijeme dvě různé varianty tohoto materiálu, jednu pro 150 °C, druhou pro 550 °C. Zadávané vlastnosti jsou vypsány v tabulkách 7.12 a 7.13.

A-182 je nízkolegovaná ocel s 2,25 % chromu a 1 % molybdenu. Je použita pro výrobu trysek, zátek na prstenci, rozdělovače a přívodního potrubí. Zadávané vlastnosti jsou vypsány v tabulce 7.14.

7.2. STATICKÝ PEVNOSTNÍ VÝPOČET

veličina	hodnota	jednotka
hustota	7850	kg/m ³
koeficient teplotní roztažnosti	$1,16 \cdot 10^{-5}$	°C ⁻¹
Youngův modul pružnosti	$2,05 \cdot 10^{11}$	Pa

Tabulka 7.12: A-335 - 150 °C

veličina	hodnota	jednotka
hustota	7850	kg/m ³
koeficient teplotní roztažnosti	$1,42 \cdot 10^{-5}$	°C ⁻¹
Youngův modul pružnosti	$1,74 \cdot 10^{11}$	Pa

Tabulka 7.13: A-335 - 550 °C

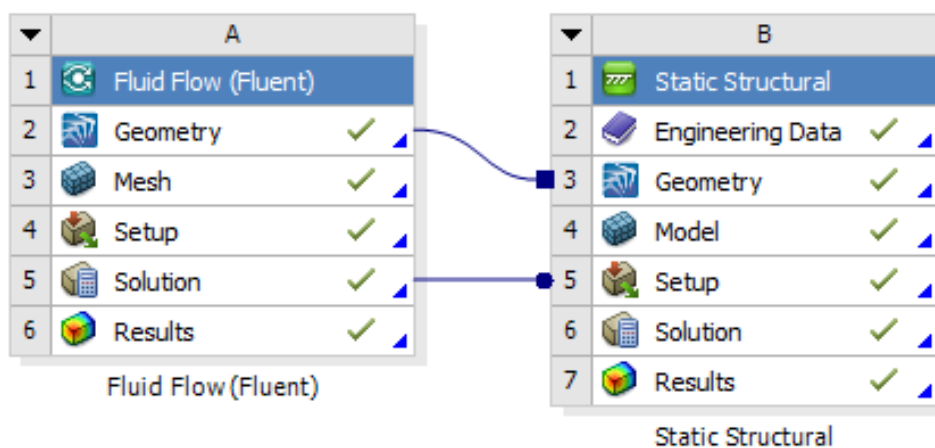
veličina	hodnota	jednotka
hustota	7850	kg/m ³
koeficient teplotní roztažnosti	$1,242 \cdot 10^{-5}$	°C ⁻¹
Youngův modul pružnosti	$2,02 \cdot 10^{11}$	Pa

Tabulka 7.14: A-182

Při srovnání obou materiálů je vidět, že ocel A-335 má oproti A-182 nižší koeficient teplotní roztažnosti a vyšší Youngův modul pružnosti. Znamená to tedy, že při ohřátí oceli A-335 o určitou hodnotu dojde ve srovnání s A-182 k menší deformaci. Navíc tato deformace u A-335 způsobí menší napětí, než by způsobila u A-182. Dává proto smysl, že ocel A-335 je použita na výstupní trubku, kde dojde k největšímu ohřátí, a na zástříkový systém, kde lze očekávat největší deformace.

7.2.2. Zatížení a vazby

Napjatost v tělese vzniká vlivem teplotní roztažnosti. Rozložení teplot pro pevnostní výpočet vezmeme z výsledků simulace proudění. Propojení jednotlivých výpočtů je patrné na obrázku 7.2.



Obrázek 7.2: Schéma projektu

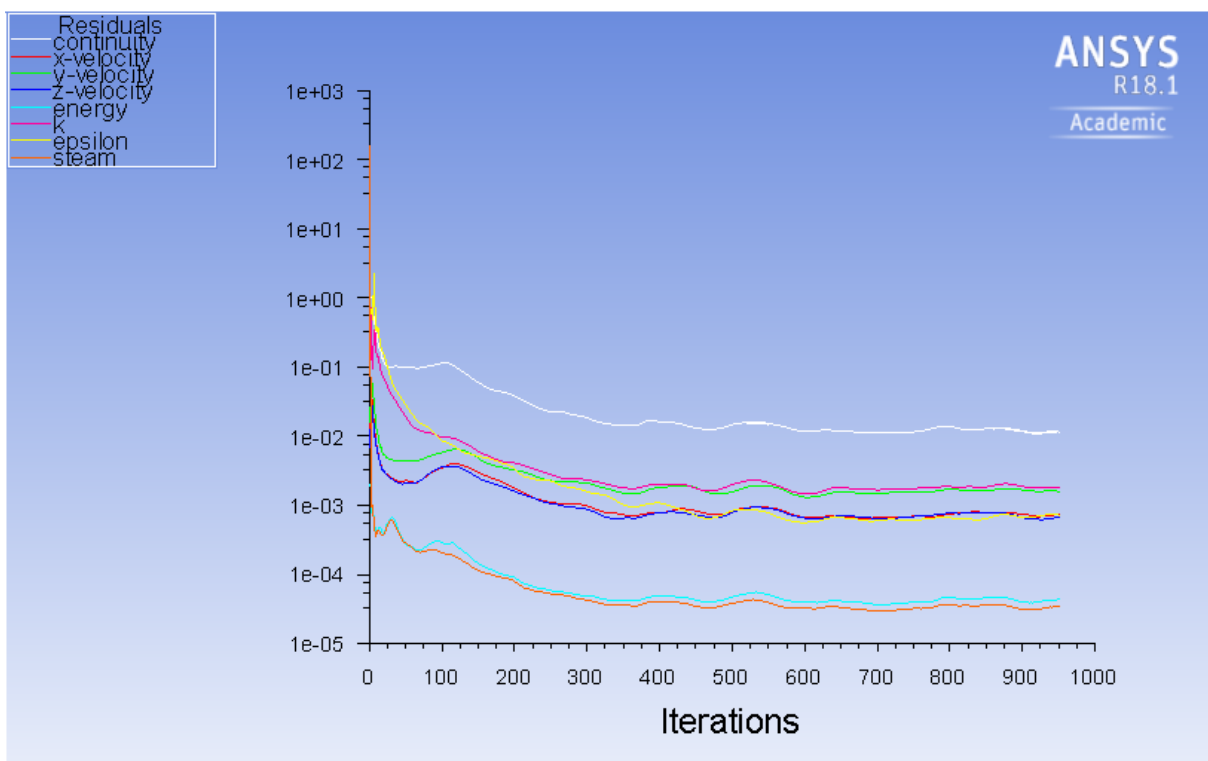
Vazby ventilu k základovému tělesu již byly zmíněny dříve a jsou znázorněny na obrázku 5.1. Ventil je do základového tělesa vetknutý v horní části výstupní trubky. Druhé vetknutí se nachází na přívodu chladicí kapaliny.

8. Výsledky

8.1. Simulace proudění

8.1.1. Nestacionarita proudění

Proudění bylo počítáno ve Steady módu. To znamená, že řešič předpokládá ustálený stav proudění. Jak se však při simulacích ukázalo, proudění nedosáhne ustáleného stavu. Jak probíhal výpočet proudění (geometrická varianta B), je znázorněno na obrázku 8.1, kde je zobrazen vývoj hodnot reziduí během iteračního výpočtu.



Obrázek 8.1: Vývoj hodnot reziduí

Výpočet konvergoval prvních 600 iterací. Poté se již rezidua dále nezmenšovala. V přiložené tabulce 8.1 jsou porovnány hodnoty reziduí v 600. iteraci se stanovenými kritérii pro ukončení výpočtu.

veličina	absolutní kritérium	hodnota v 600. iteraci
kontinuita	10^{-3}	$1,168 \cdot 10^{-2}$ - nesplněno
rychlost v ose x	10^{-3}	$6,625 \cdot 10^{-4}$ - splněno
rychlost v ose y	10^{-3}	$1,311 \cdot 10^{-3}$ - nesplněno
rychlost v ose z	10^{-3}	$6,550 \cdot 10^{-4}$ - splněno
energie	10^{-6}	$4,030 \cdot 10^{-5}$ - nesplněno
turbulentní kinetická energie	10^{-3}	$1,461 \cdot 10^{-3}$ - nesplněno
rychlost disipace energie turbulence	10^{-3}	$5,658 \cdot 10^{-4}$ - splněno
koncentrace páry	10^{-3}	$3,263 \cdot 10^{-5}$ - splněno

Tabulka 8.1: Hodnoty reziduí - geometrická varianta B

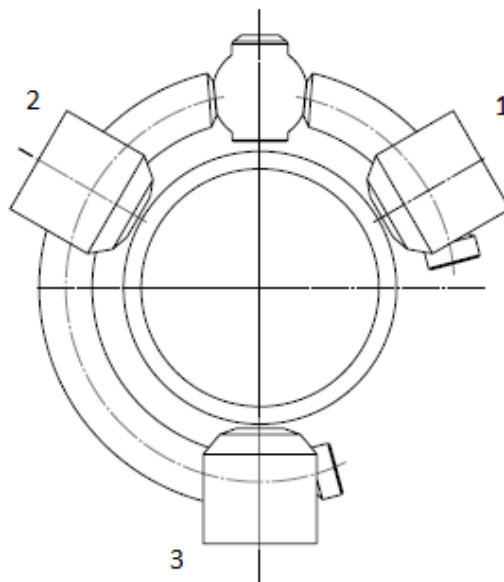
8.1. SIMULACE PROUDĚNÍ

Obdobná situace nastala i při výpočtu geometrické varianty A. Zde výpočet konvergoval pomaleji a rezidua se zmenšovala až do 1060. iterace.

veličina	absolutní kritérium	hodnota v 1060. iteraci
kontinuita	10^{-3}	$1,201 \cdot 10^{-2}$ - nesplněno
rychlost v ose x	10^{-3}	$6,820 \cdot 10^{-4}$ - splněno
rychlost v ose y	10^{-3}	$1,543 \cdot 10^{-3}$ - nesplněno
rychlost v ose z	10^{-3}	$7,193 \cdot 10^{-4}$ - splněno
energie	10^{-6}	$4,347 \cdot 10^{-5}$ - nesplněno
turbulentní kinetická energie	10^{-3}	$2,010 \cdot 10^{-3}$ - nesplněno
rychlost disipace energie turbulence	10^{-3}	$1,011 \cdot 10^{-3}$ - nesplněno
koncentrace páry	10^{-3}	$3,238 \cdot 10^{-5}$ - splněno

Tabulka 8.2: Hodnoty reziduí - geometrická varianta A

Z grafů, které vykreslovaly hmotnostní toky jednotlivými tryskami, bylo patrné kolísání. Distribuce vody do jednotlivých trysek není stabilní, proto řešení nemůže zkonvergovat k žádnému ustáleném stavu. Jako reprezentativní stav, který bude vyhodnocován coby přibližná náhrada ustáleného stavu, tedy budou brány hodnoty spočítané při 600. iteraci u geometrické varianty B a při 1060. iteraci u geometrické varianty A. V následující tabulce 8.3 je znázorněno kolísání hmotnostních toků v jednotlivých tryskách. Všechny hodnoty jsou v kg/s. Očíslování trysek je znázorněno na obrázku 8.2 (geometrická varianta A).



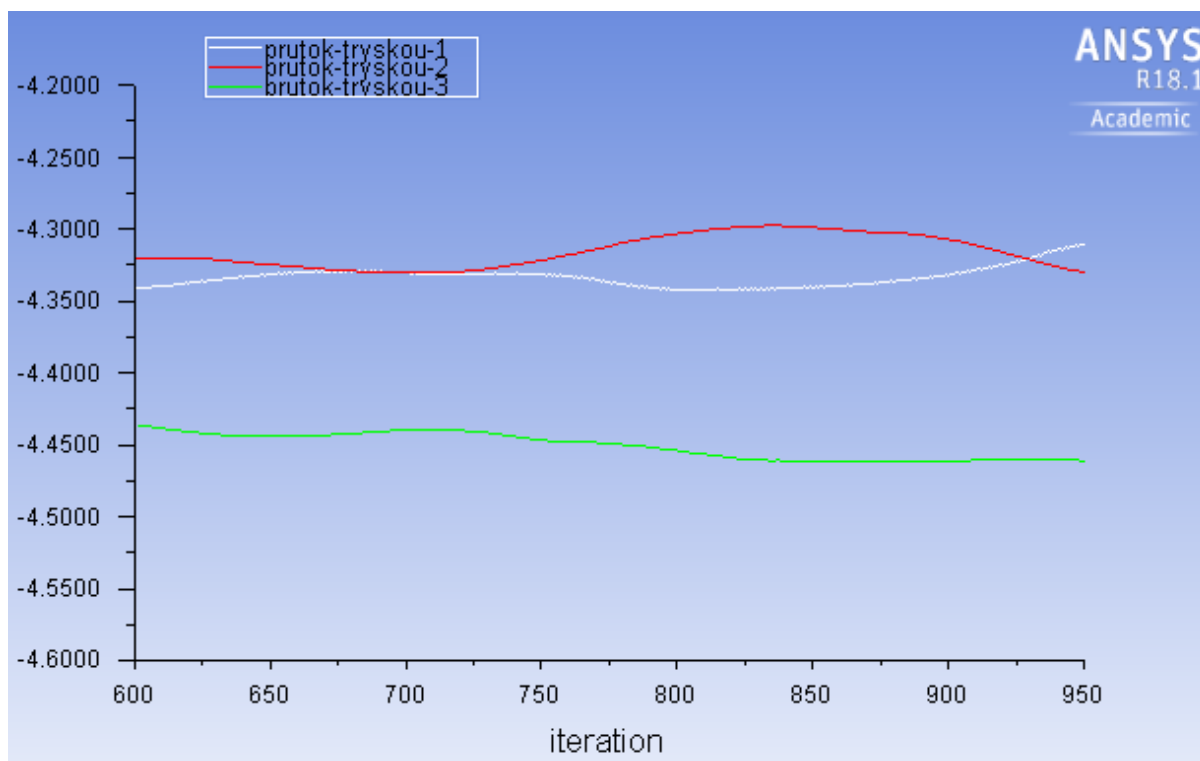
Obrázek 8.2: Očíslování trysek

	Geometrická varianta A			Geometrická varianta B		
[kg/s]	minimum	maximum	1060. iterace	minimum	maximum	600. iterace
Tryska 1	4,430	4,460	4,435	4,310	4,345	4,340
Tryska 2	4,245	4,290	4,285	4,300	4,330	4,320
Tryska 3	4,365	4,415	4,380	4,380	4,465	4,435

Tabulka 8.3: Kolísání průtoků

Z tabulky je vidět, že distribuce vody do jednotlivých trysek je přibližně rovnoměrná. U geometrické varianty A, kde je prstenec rozpojen, protéká nejvíce vody tryskou 1, která je na samostatné větvi prstence. Ve druhé větvi je o trochu vyšší průtok ve trysce 3, která je od rozdělovače dál než tryska 2. U varianty B, kde je prstenec spojený, protéká nejvíce vody nejvzdálenější tryskou 3, průtoky v tryskách 1 a 2 jsou přibližně stejné. Veškeré rozdíly mezi průtoky jsou však opravdu malé.

Dále je na obrázku 8.3 přiložen graf, ze kterého je kolísání průtoků během výpočtu patrné (geometrická varianta B). Průtoky mají zápornou hodnotu pouze z toho důvodu, že vektor normály ke kontrolním plochám, na kterých byly průtoky počítány, měl opačný směr než rychlost proudění.

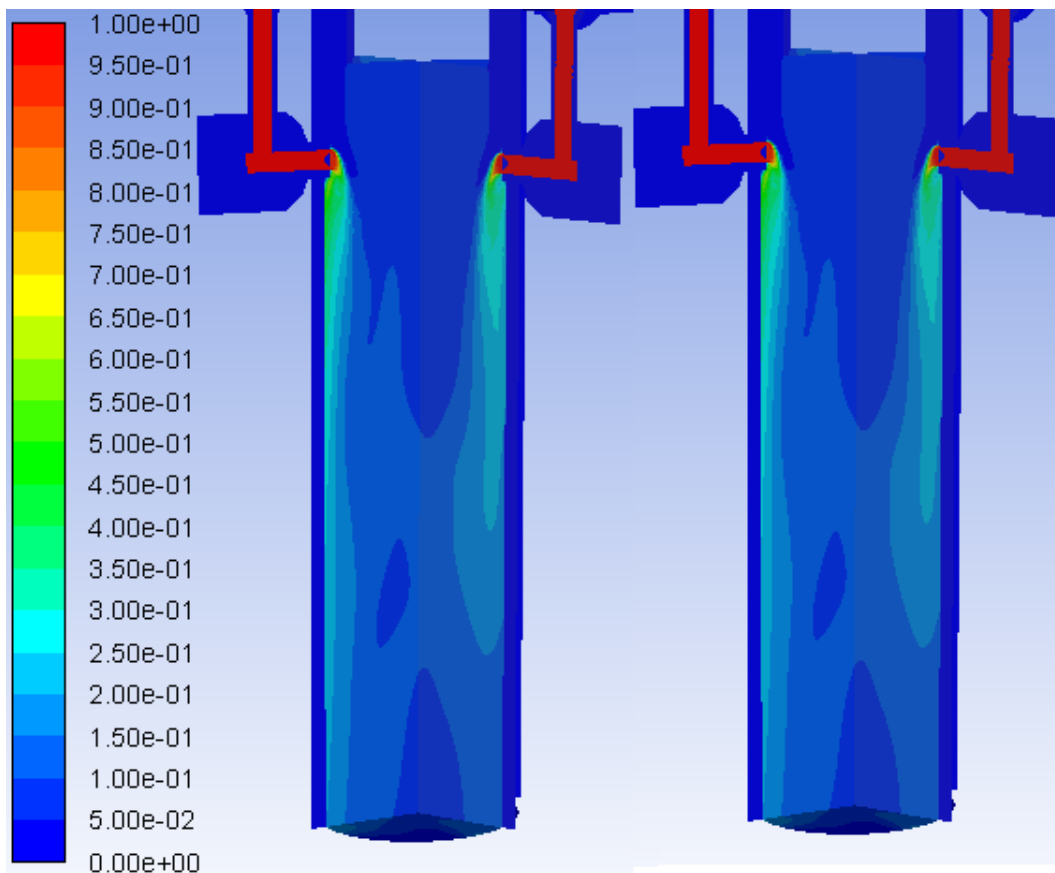


Obrázek 8.3: Graf kolísání průtoků

8.1. SIMULACE PROUDĚNÍ

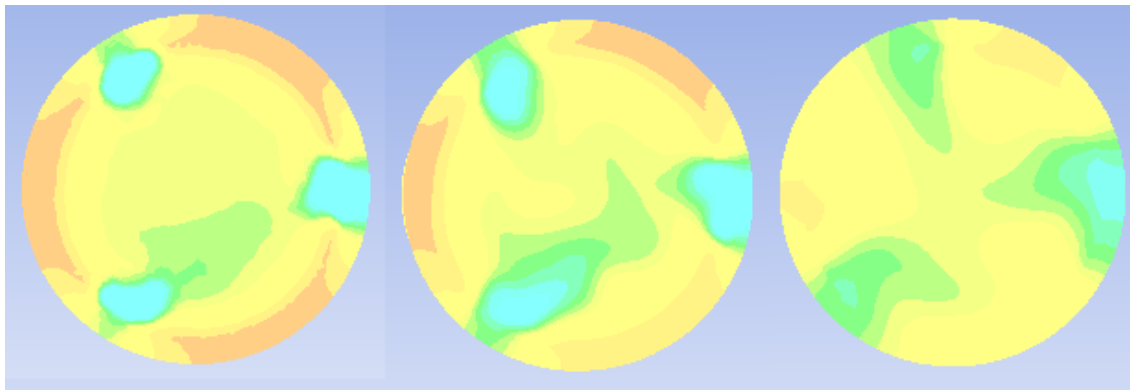
8.1.2. Ochlazování

Na následujícím obrázku 8.4 je ilustrováno, jak se voda vmíchává do proudu páry. Stupnice znázorňuje hmotnostní zlomek vody. Vedle sebe jsou vyobrazeny obě geometrické varianty v pořadí A, B. Jak je vidět, mezi variantami z tohoto hlediska není prakticky žádný rozdíl.

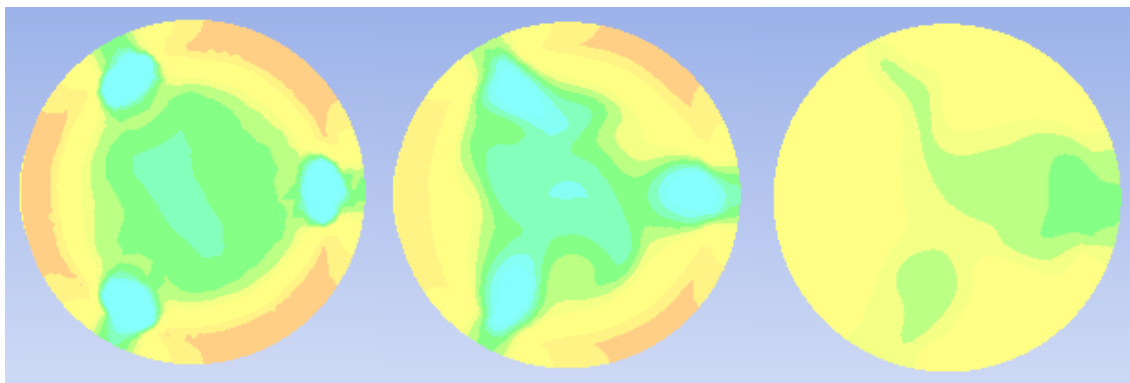


Obrázek 8.4: Vmíchávání vody do páry

Podívejme se, jak probíhá proces ochlazování páry. Rozložení teplot zobrazíme v průřezích výstupní trubkou. První provedeme hned 10 cm za tryskami, druhý v místě, kde končí ventil. Třetí řez se nachází 1 m za výstupem z ventilu, tedy zcela na konci výpočtové domény. Na následujících obrázcích jsou řezy srovnány právě v tomto pořadí.

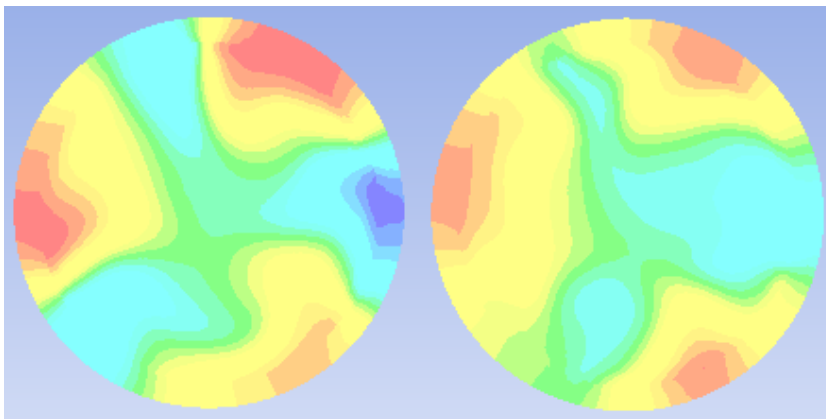


Obrázek 8.5: Proces ochlazení - geometrická varianta A



Obrázek 8.6: Proces ochlazování - geometrická varianta B

Při porovnání obrázků 8.5 a 8.6 se zdá, že u geometrické varianty B jsou ve výstupním proudu teploty vyrovnanější. Podívejme se důkladněji na průřezy 1 m za ventilem s detailnějším teplotním rozlišením.



Obrázek 8.7: Rozložení teplot 1 m za ventilem

Na obrázku 8.7 spadají veškeré zobrazené hodnoty teplot do intervalu 320 - 537 °C. Při detailním pohledu je patrné, že u geometrické varianty B je skutečně rozložení teplot

8.2. PEVNOSTNÍ VÝPOČET

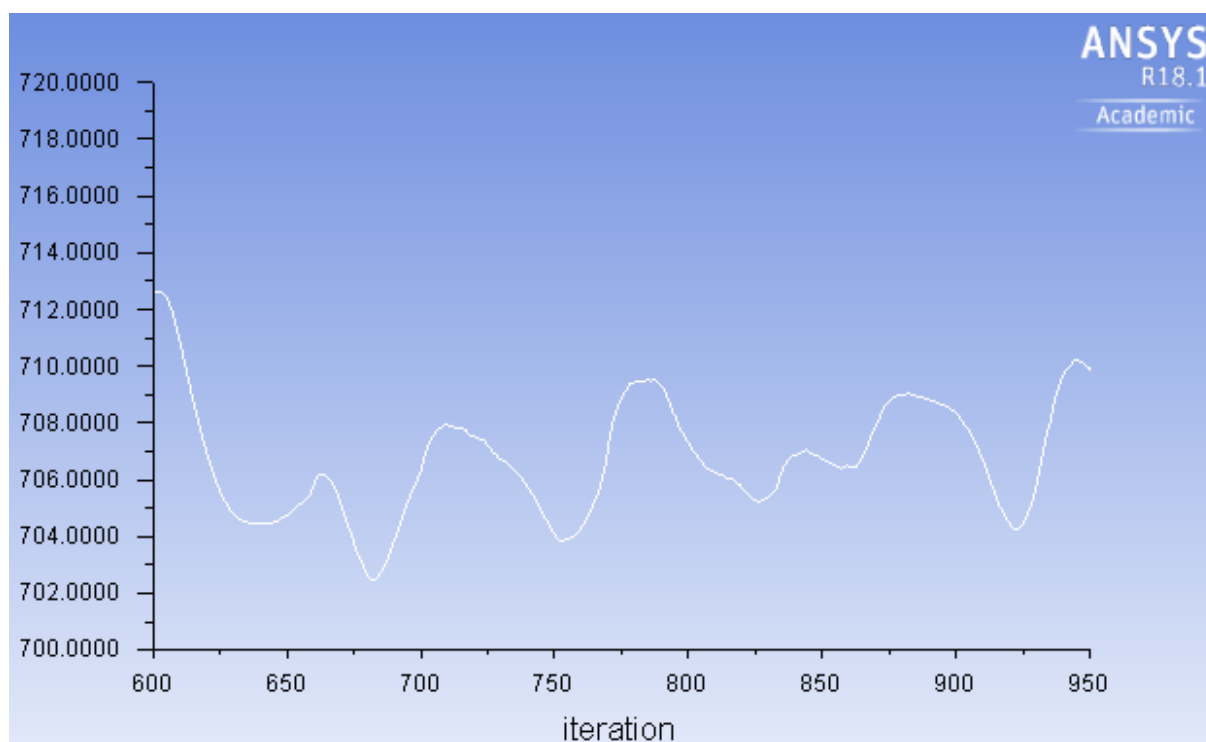
ve výstupním proudu vyrovnanější.

Zkontrolujme ještě, jaká je průměrná teplota výstupního proudu u obou geometrických variant. To nám poslouží i jako kontrola, zda je model z hlediska teplotní bilance vhodně navržen, neboť z provozních podmínek známe očekávanou výstupní teplotu.

očekávaná hodnota	varianta A	varianta B
440 °C	437, 5 °C	439 °C

Tabulka 8.4: Výstupní teplota

Vidíme, že výstupní teplota při obou simulacích vychází blízko očekávané hodnoty. Je však třeba zmínit, že i výstupní teplota během iteračního procesu kolísala, neboť proudění nebylo ustálené. Kolísání výstupní teploty během iteračního procesu je znázorněno na obrázku 8.8 (geometrická varianta B, hodnoty v Kelvinech).



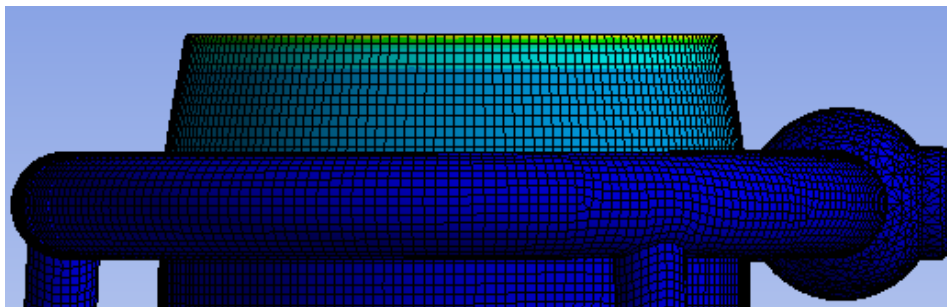
Obrázek 8.8: Kolísání výstupní teploty

8.2. Pevnostní výpočet

Pro vyhodnocování napjatosti bylo jako hodnotící veličina využito **ekvivalentní napětí** (von Misesovo napětí), což je veličina, která sdružuje všechny složky napětí do jednoho ekvivalentu.

Klíčovou úlohou je porovnat napětí, která vzniká ve vodním prstenci. Nicméně nejprve se vypořádáme s několika dalšími hodnotami, které byly v rámci pevnostního výpočtu získány.

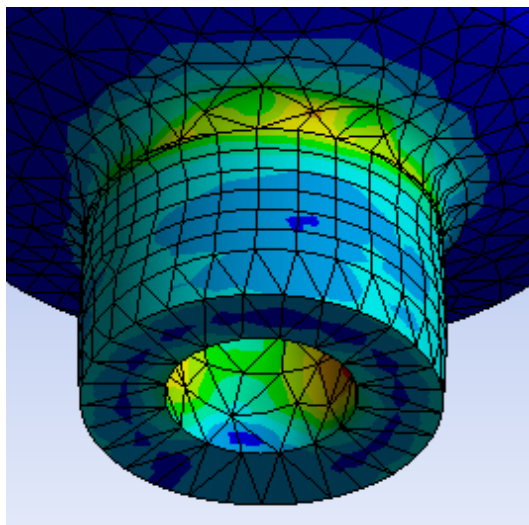
Naprosto nejvyšší hodnota napětí (4,4 GPa) byla spočtena v horní části ventilu. Tato hodnota je opravdu velmi vysoká, ovšem lze ji snadno vysvětlit.



Obrázek 8.9: Napětí v horní části ventilu

Při nastavování parametrů výpočtu byla horní plošce ventilu na základě dodaného schématu 5.1 přisouzena vazba vetknutím. Tato ploška tedy zůstala zcela nezdeformována. Ovšem celá tato část ventilu byla ohřáta proudící párou na teplotu až 550 °C. Těleso se tedy začalo rozpínat, ovšem v místě vetknutí bylo pohybu zamezeno. Proto v tomto místě dochází ke vzniku velmi vysokých hodnot napětí. Ve skutečnosti zde však takto vysoká hodnota samozřejmě nebude. Je totiž potřeba mít na paměti, že vetknutí je jen model interakce vazeb. V praxi bude ventil v tomto místě připevněn k přívodnímu potrubí, které se však vlivem teploty také roztáhne. Proto zde zdaleka nebude taková deformace, jaká je vyobrazena na obrázku 8.9.

Druhým místem, kde v simulaci vzniká vysoké napětí (1,2 GPa), je část trysky u kontaktu s výstupní trubicou. Místo je vyobrazeno na obrázku 8.10.

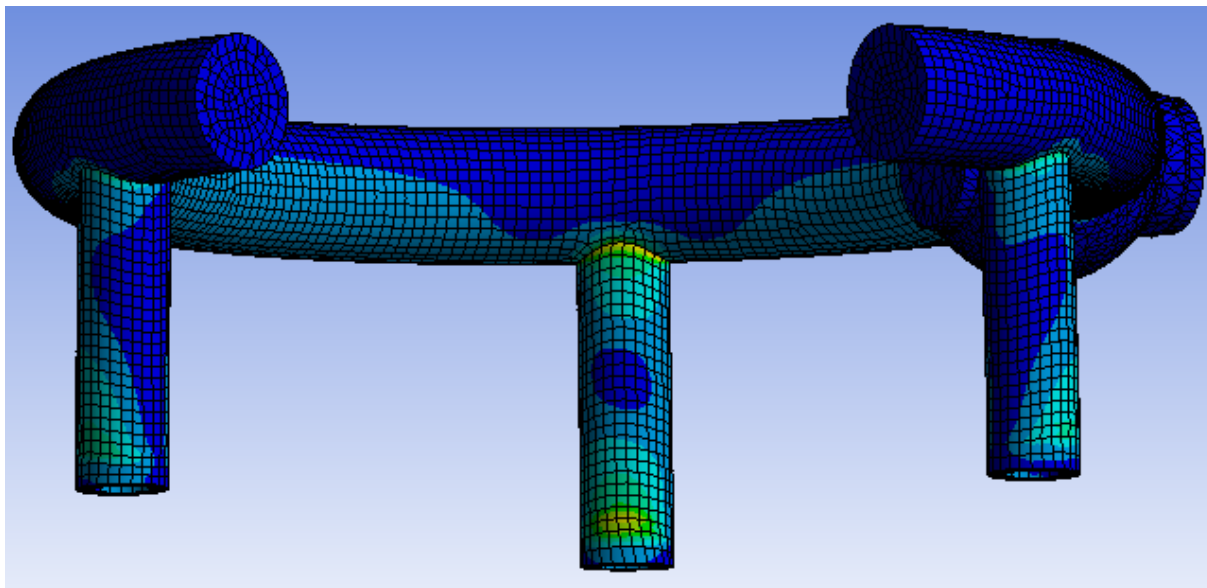


Obrázek 8.10: Napětí v ústí trysky

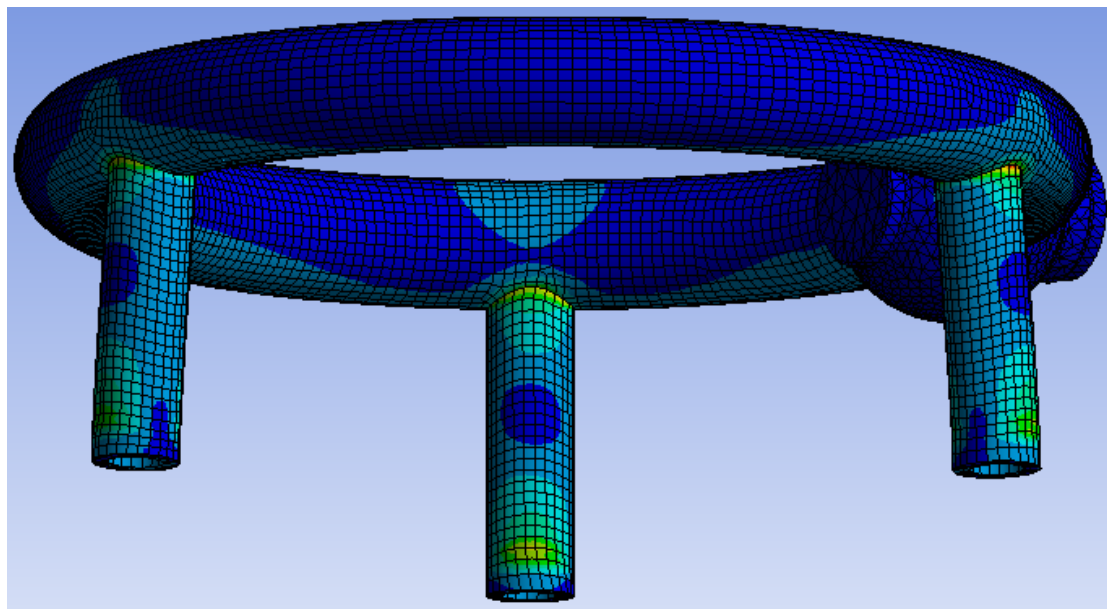
V tomto místě se nachází velmi malá hrana, na kterou je tedy vyvíjen poměrně velký tlak. To v simulaci zapříčinilo vznik nečekaně vysoké hodnoty napětí. Část viny může nést i síť. Byť byla v tomto místě vylepšována, stále se zde kvůli malé a ostré hraně vytvářejí nekvalitní buňky, ve kterých může vznikat nepřesnost. Je však pravda, že i při reálném provozu ventilu může v tomto místě vznikat vyšší napětí. Je to místo, kde se stékají dvě tekutiny o hodně rozdílných teplotách. Výstupní trubka bude mít tendenci roztáhnout se více než trubka přivádějící vodu do trysky. Z tohoto důvodu může být styk trysky a výstupní trubky opravdu z pevnostního hlediska kritickým místem. Nás však v tuto

8.2. PEVNOSTNÍ VÝPOČET

chvíli především zajímá srovnání napětí, které se vytváří v trubkovém prstenci. Na následujících obrázcích 8.11 a 8.12 je vykresleno rozložení napětí pouze v trubkovém prstenci



Obrázek 8.11: Napětí v prstenci - varianta A

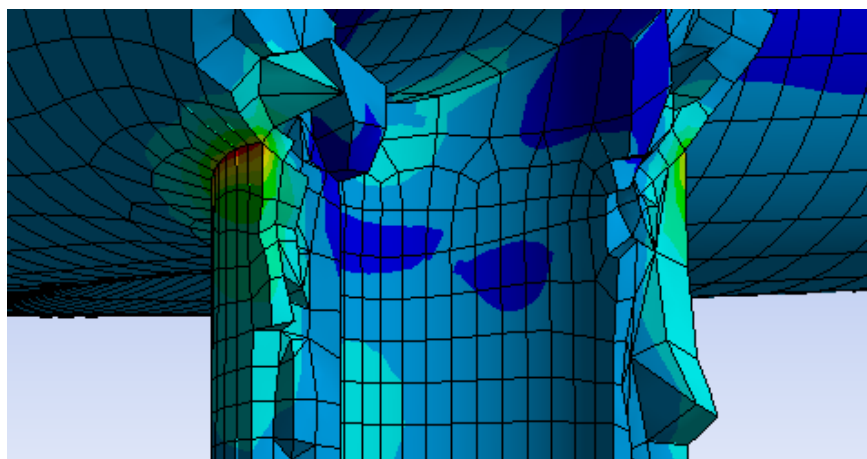


Obrázek 8.12: Napětí v prstenci - varianta B

Z obrázků je vidět, že vysoké hodnoty napětí se vytvářejí v prstenci na dvou místech. Jedním z nich je místo, kde je do trysky upevněna trubka přivádějící vodu. Druhým místem je pak spojení vodního prstence s trubicí zásobující trysku. Důležitým poznatkem patrným z obou obrázků je, že zatímco u varianty A se takovéto hodnoty napětí vytvářejí pouze u trubky zásobující trysku 2 (očíslování viz obrázek 8.2), u geometrické varianty B takové napětí vzniká ve všech třech trubicích. Tento poznatek lze vysvětlit. U geometrické varianty A je prstenec rozpojen, což umožňuje tryskám "poddát se" teplotní roztažnosti výstupní trubky a posunout se spolu s ní. Jediná tryska, která tuto možnost

má omezenou, je tryska 2, neboť prstenec je na obě strany od ní ukotven, na jedné straně do rozdělovače, na druhé pak skrze trysku 3 k výstupní trubce. Proto u trubky zásobující trysku 2 vzniká vyšší napětí. Naproti tomu u varianty B je prstenec spojen. To pak zamezuje tryskám, aby se posouvaly spolu s roztahující se výstupní trubicí, a tak vzniká napětí ve všech třech zásobovacích trubicích.

Maximální hodnota napětí u varianty A je 402,9 MPa, u varianty B je to pak 410 MPa, tedy o necelá 2 % více. Podle tabulek dodaných společností IMI CCI je však maximální hodnota přípustného napětí pro daný materiál při teplotě 150 °C podstatně nižší, jen 144,1 MPa. Hodnota získaná simulací je téměř třikrát vyšší, je tedy třeba tento výsledek pečlivěji prozkoumat. Z obrázků 8.11 a 8.12 vidíme, že tyto extrémní hodnoty se vyskytují pouze v místě napojení zásobovacích trubek na prstenec, mimo tyto spoje je napětí znatelně nižší. Prvním "podezřelým" u nečekaně vysokých hodnot je síť, jejíž lokálně špatná kvalita by mohla vznik extrémních hodnot zapříčinit. Ovšem byly provedeny opakované výpočty se zjemněnou kvalitní sítí a hodnota maximálního napětí byla stejná, viz příložený obrázek 8.13.



Obrázek 8.13: Výpočet se zjemněnou sítí

Vliv sítě na vysokou hodnotu tedy můžeme vyloučit. Podívejme se tedy, zda se v tomto místě model geometrie neodchyluje od skutečnosti. V modelu se u napojení zásobovacích trubek na prstenec nachází ostrá hrana. Ta je sama o sobě výrazným koncentrátorem napětí. Jak je ostatně vidět z příložených obrázků, vysoká hodnota napětí se nachází právě na této hraně. Ovšem už kousek vedle ní, prakticky hned ve vedlejší buňce výpočtové sítě, je hodnota napětí podstatně nižší. V praxi se však v tomto místě ostrá hrana nacházet nebude. Zásobovací trubka je tvarovaná tak, aby k prstenci mohla být přivařena. To je dobře patrné na obrázku 5.6. Ve skutečnosti se zde tedy místo ostré hrany bude nacházet svar. Vysokou hodnotu napětí v modelu proto vysvětlíme tak, že model obsahuje koncentrátor napětí, který se u reálného zařízení vyskytovat nebude.

9. Závěr

Než přistoupíme ke zhodnocení výsledků, zrekapitulujme, jakých zanedbání a modifikací jsme se dopustili při tvorbě výpočtového modelu. Při vyhodnocování je třeba mít na paměti, že se jedná o model a ten se od skutečnosti vždy do určité míry liší.

K několika modifikacím došlo při modelování geometrie. Nebudeme zde všechny opakovat, ovšem za poznámku stojí fakt, že u reálného tělesa jsou k sobě jednotlivé součásti připevněny pomocí svarů. V modelu geometrie je v těchto místech obvykle vytvořena ostrá hrana, jako kdyby se jednalo o jednu celistvou součást. Dalším zjednodušením oproti skutečnosti, kterého jsme se při modelování dopustili, je neuvažování teplotní roztažnosti při výpočtu proudění. V provozu se ventil vlivem proudících horkých tekutin roztáhne, ovšem tento fakt byl při tvorbě geometrie pro výpočet proudění zanedbán. Ventil byl modelován v klidovém stavu.

Další úpravy byly nutné při modelování trysky. Složitá trysková hlava, k níž nebyly k dispozici žádné výkresy, musela být zjednodušena tak, abychom ji byli schopni vymodelovat, ale aby stále stejně plnila svou funkci. K urychlení vstřikované vody zde posloužil píst vložený do ústí trysky, tlakové ztráty bylo docíleno přidáním porézní zátky, jejíž parametry byly navrženy tak, aby výsledná tlaková ztráta byla v souladu s charakteristikou trysky.

A konečně, bylo třeba se vypořádat s rozpadem vstřikovaných kapiček do proudící páry. Připomeňme, že se jedná o dosti náročný a velmi těžko modelovatelný proces. Celý ochlazovací proces proto byl modelován jako směšování dvou látek v kapalném skupenství. U zástřikové vody jsme předpokládali, že nebude docházet k jejímu vypařování. Aby však nebylo opomenuto latentní teplo, které by pro vypaření vody bylo nutné, byla uměle snížena měrná tepelná kapacita páry, aby zůstala zachována tepelná bilance procesu.

Nyní už se pojďme ohlédnout, jaké výsledky jsme získali ze simulací. Prvním cílem práce bylo vyhodnotit proudění ve dvou konstrukčních variantách. Prvním důležitým poznatkem je, že proudění (v obou variantách) je neustálé. Distribuce vody mezi jednotlivé trysky není stabilní a průtoky mírně kolísají. Voda byla mezi jednotlivé trysky rozdělena přibližně rovnoměrně, o trochu lépe na tom z tohoto hlediska byla varianta B. Výstupní teplota směsi při simulacích byla u obou variant velmi blízká hodnotě, která odpovídá reálným datům. U varianty B se přitom povedlo dosáhnout rovnoměrnějšího rozložení teplot ve výstupním proudu.

Druhým cílem bylo srovnání konstrukčních variant z pevnostního hlediska. Zde se ukázalo, že spojení prstence u geometrické varianty B situaci spíše zhorší. Maximální hodnota napětí se sice relativně zvýšila jen mírně, ovšem zatímco u varianty A se tato maximální hodnota objevovala pouze u jedné trubky zásobující trysku vodou, u varianty B jsme tuto hodnotu identifikovali na všech třech zásobovacích trubkách.

Když tedy všechny poznatky shrneme, pro geometrickou variantu B hovoří kromě nižších ekonomických nákladů a náročnosti výroby také výsledky simulace proudění. V její neprospěch naopak vychází pevnostní výpočet. Zde ovšem připomeňme, že relativní nárůst napětí byl malý a že hodnota napětí byla ovlivněna výrazným koncentrátorem. Přejít na geometrickou variantu B lze tedy doporučit pouze za toho předpokladu, že si je společnost IMI CCI na základě svých zkušeností či výpočtů jista tím, že bezpečnost z pevnostního hlediska je u ventilu dostatečně vysoká a tedy výskyt maximální hodnoty napětí u všech tří zásobovacích trubek nebude při provozu ventilu hrozbou.

Literatura

- [1] ANSYS INC., *Ansys Fluent 12.0 Theory Guide*, 2009
- [2] ČERMÁK, L.: *Numerické metody pro řešení diferenciálních rovnic*. Brno: Litera Brno, 2013. ISBN 80-903586-7-5
- [3] HÁJEK, J.: *Modelování s využitím CFD - I. výukový materiál*. Brno, 2008
- [4] HALLIDAY, D., RESNICK, R. WALKER, J.: *Fyzika: vysokoškolská učebnice obecné fyziky*. Brno: VUTIUM, 2000. ISBN 80-214-1868-0.

10. Seznam použitých zkratek a symbolů

a	[m/s] rychlost šíření zvuku
c	[J/(kg K)] měrná tepelná kapacita
$C_{1\epsilon}, C_{2\epsilon}, C_{3\epsilon}, C_\mu$	konstanty modelu $k - \epsilon$
D	[m] hydraulický průměr
\mathbf{D}	[Pa] matice elastické tuhosti
D_p	[m] střední průměr částice v porézním materiálu
E	(ve smyslu pružnosti) [Pa] Youngův modul pružnosti
E	(v energetické rovnici) [J/kg] měrná energie
F	[N] síla
G	[Pa] tažný modul
G_b	[J/(m ³ s)] kinetická energie turbulence generovaná vztlakem
G_k	[J/(m ³ s)] kinetická energie turbulence generovaná gradientem středních rychlostí
\vec{g}	[m/s ²] tíhové zrychlení
h	[J/kg] entalpie
J	[m ⁻² s ⁻¹] difuzní tok
k	[J/kg] kinetická energie turbulence
k_{eff}	[W/(m K)] efektivní vodivost
L	[m] délka porézního materiálu
l	[m] délka
l_0	[m] původní délka
Δl	[m] změna délky
L_v	[J/kg] měrné skupenské teplo varu
m	[kg] hmotnost
M_t	[-] Machovo číslo
p	[Pa] tlak

10. SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Q	[J] teplo
Q_L	[J] latentní teplo
Q_m	[kg/h] hmotnostní tok
Re	[-] Reynoldsovo číslo
Re_k	[-] kritická hodnota Reynoldsova čísla
S	[m ²] plocha
$S_h, S_k, S_m, S_\epsilon$	zdrojové členy
T	[°C] teplota
t	[s] časová proměnná
u, v	[m/s] rychlost
V	[m ³] objem
V_0	[m ³] původní objem
Y_m	[J/(m ³ s)] příspěvek kinetické energie z dilatace disipace
α	[°C ⁻¹] koeficient teplotní délkové roztažnosti
α^{se}	[°C ⁻¹] průměrný koeficient teplotní délkové roztažnosti
β	[°C ⁻¹] koeficient teplotní objemové roztažnosti
ε	[-] deformace
ε^{el}	[-] elastická deformace
ε^{th}	[-] teplotní deformace
ϵ	(ve smyslu turbulentního proudění) [J/(kg s)] rychlost disipace kinetické energie
ϵ	(v Ergunově rovnici) [-] porozita
μ	[Pa s] dynamická viskozita
μ_t	[Pa s] turbulentní viskozita
ν	[m ² /s] kinematická viskozita
ρ	[kg/m ³] hustota
σ	[Pa] napětí
$\sigma_k, \sigma_\epsilon$	[-] Prandtlova čísla
$\bar{\bar{\tau}}$	[Pa] tenzor napětí
∇	vektorový operátor nabla $\nabla = \left(\frac{\partial}{\partial x_1}, \dots, \frac{\partial}{\partial x_N} \right)$

11. Seznam příloh

8) A10486CZ-05

sit-outlet

sit-privod

sit-privod-rez

sit-prstenec-A

sit-prstenec-B

sit-rozdelovac-solid

sit-rozdelovac-vnitrek

VysledkyA

VysledkyB